

Министерство образования и науки Российской Федерации
Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего профессионального образования
«Южно-Уральский государственный университет»
(национальный исследовательский университет)
Факультет заочный инженерно-экономический
Кафедра «Машины и технологии обработки материалов давлением»

ВКР ПРОВЕРЕНА

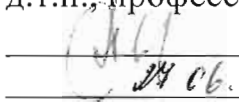
Рецензент



ДОПУСТИТЬ К ЗАЩИТЕ

Заведующий кафедрой,

д.т.н., профессор

 В.Г. Шеркунов
2016г.

РАЗРАБОТКА И ОСВОЕНИЕ КРАНА МАНИПУЛЯТОРА
ГРУЗОПОДЪЕМНОСТЬЮ 16 ТОНН НА ВЫЛЕТЕ 25 МЕТРОВ

ПОЯСНИТЕЛЬНАЯ ЗАПИСКА
К ВЫПУСКНОЙ КВАЛИФИКАЦИОННОЙ РАБОТЕ
151000.62.2016.769.00 ПЗ ВКР

Консультанты:

Экономический раздел


А.Б. Иванова, к.п.н.

«20» сентября 2016 г.

Безопасность жизнедеятельности


И.А. Бабина, к.ф-м.н.

«14» октября 2016 г.

Руководитель ВКР


Г.С. Верба

«22» сентября 2016 г.

Автор работы

студент группы ТмЗ – 478


С.Н. Алпатов

«22» сентября 2016 г.

Нормоконтролер

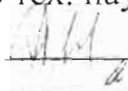

А.В. Немчинова, ст. преп.

«22» сентября 2016 г.

Челябинск 2016

Министерство образования и науки Российской Федерации
Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего профессионального образования
«Южно-Уральский государственный университет»
(национальный исследовательский университет)

Факультет Заочный инженерно-экономический
Направление подготовки 151000.62 Технологические машины и оборудование
Кафедра Машины и технологии обработки материалов давлением

УТВЕРЖДАЮ
Зав. кафедрой
доктор тех. наук, профессор
 В.Г. Шеркунов
27.06.2016г.

ЗАДАНИЕ

на выпускную квалификационную работу студента
гр. ТмЗ – 478 Алпатова Сергея Николаевича

- 1. Тема работы** « Разработка и освоение крана манипулятора грузоподъемностью 16 тонн на вылете 25 метров»
утверждена приказом по филиалу от «15»04 2016г. №661
- 2. Срок сдачи** студентом законченного проекта (работы) 15 июня 2016г.
- 3. Исходные данные** к работе
 - 1 Чертеж крана манипулятора (общий вид)
 - 2 Расчетные данные по изделию
 - 3 Научно-техническая литература

4 .Содержание расчетно-пояснительной записки (перечень подлежащих разработке вопросов)

Аннотация

Оглавление

Введение

1 Назначение и область применения

Описание существующего производственного процесса. Анализ существующих конструкций кранов манипуляторов. Сравнение разработанного и зарубежного крана манипулятора.

2 Конструкторский раздел

Обоснование параметров крана – манипулятора. Выбор сечений и определение веса несущих узлов металлоконструкции верхнего поворотного строения. Расчёт захватных устройств. Расчёт нагрузок на опоры крана. . Электрооборудование

Безопасность жизнедеятельности

Охрана труда. Охрана окружающей среды. Требования к охране труда в цехе. Требование к персоналу. Предупреждение и ликвидация чрезвычайных ситуаций.

3 Экономический раздел

Расчет затрат на внедрение, расчет экономической эффективности.

Заключение

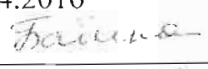
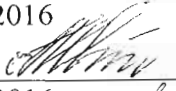
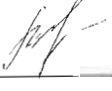
Библиографический список

5. Перечень графического материала (с точным указанием обязательных чертежей)

1	Общий вид крана манипулятора	1 лист
2	Общий вид крана манипулятора транспортное положение	1 лист
3	Схема механизма смазки крана манипулятора	1 лист
4	Общий вид грейфера	1 лист
5	Общий вид захвата гидравлического	1 лист
6	Схема расчета грузовой устойчивости крана манипулятора	1 лист
7	Механизм поворота с низконапорным гидромотором	1 лист
8	Ось поворотная.	1 лист
9	Поршень.	1 лист
10	Технико-экономические показатели	1 лист

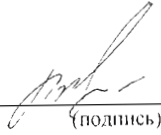
Всего 10 листов

6. Консультанты по ВКР, с указанием относящихся к ним разделов работы

Раздел	Консультант	Подпись, дата	
		Задание выдал	Задание принял
БЖД	Бабина И.А.	15.04.2016 	15.04.2016
Экономический	Иванова А.Б.	15.04.2016 	15.04.2016
Конструкторский	Верба Г.С.	15.04.2016 	15.04.2016

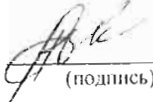
Дата выдачи задания 15.04.2016 г.

Руководитель Верба Галина Сергеевна

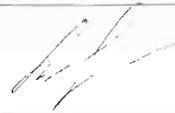


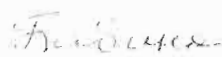

(подпись)

Задание принял к исполнению 15.04.2016 г.


Студент Алпатов Сергей Николаевич


(подпись)

КАЛЕНДАРНЫЙ ПЛАН

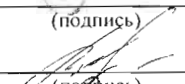
Наименование этапов выпускной квалификационной работы	Срок выполнения этапов работы	Отметка о выполнении
Анализ исходных данных	07.06.2016	
Конструкторский раздел	15.06.2016	
Экономический раздел	20.06.16г.	
Раздел БЖД	23.06.2016	

Зав. кафедрой _____


(подпись)

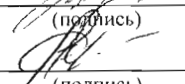
/В.Г. Шеркунов /

Руководитель работы _____


(подпись)

/Г.С. Верба /

Студент _____


(подпись)

/С.Н. Алпатов /

АННОТАЦИЯ

Алпатов С.Н. Разработка и освоение крана манипулятора грузоподъёмностью 16 тонн на вылете 25 метров – г.Челябинск: ЮУрГУ, МиТОМД, 2016, 98с., 24 ил., 9 табл. Библиографический список – 11 наименования, прил., 7 л. Чертежей ф. А1., 1 л. Чертежей ф. А2., 2 л. Чертежей ф. А3

В выпускной квалификационной работе разработанный проект крана манипулятора грузоподъёмностью 16 тонн на вылете 25 метров. Произведены расчеты конструкций крана, произведен сравнительный анализ технических характеристик и экономической эффективности крана манипулятора с аналогом импортного производства.

					151000.62.2016.769.00.00.ПЗ			
Изм	Дата	№ докум.	Подпись	Дата	Разработка и освоение крана манипулятора грузоподъёмностью 16 тонн на вылете 25 метров	Литера	Лист	Листов
Разраб.		Алпатов С.Н.		22.06.16		ВКР	6	98
Проверил		Верба Г.С..		22.06.16		ЮУрГУ г. Челябинск Кафедра МиТОМД		
Н.контр.		Немчинова А.В.		22.06.16				
Утв.		Шеркунов В.С.		22.06.16				

СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ.....	9
1 НАЗНАЧЕНИЕ И ОБЛАСТЬ ПРИМЕНЕНИЯ.....	10
2 ОБОСНОВАНИЕ ПАРАМЕТРОВ КРАНА – МАНИПУЛЯТОРА.....	11
2.1 Портал самоходный.....	11
2.2 Верхнее поворотное строение.....	19
2.3 Гидравлическая часть.....	21
3 ВЫБОР СЕЧЕНИЙ И ОПРЕДЕЛЕНИЕ ВЕСА НЕСУЩИХ УЗЛОВ МЕТАЛЛОКОНСТРУКЦИИ ВЕРХНЕГО ПОВОРОТНОГО СТРОЕНИЯ.....	27
3.1 Телескопируемая секция гуська.....	27
3.2 Наружная секция гуська.....	29
3.3 Телескопируемая секция стрелы.....	31
3.4 Наружная секция стрелы до опорного шарнира.....	32
3.5 Телескопируемые задние балки.....	34
3.6 Наружные задние балки.....	36
4 РАСЧЁТ ЗАХВАТНЫХ УСТРОЙСТВ.....	38
4.1 Подвеска грузовая поворотная.....	38
4.2 Расчёты на прочность основных грузонесущих узлов захвата гидравлического для крупнотоннажных контейнеров.....	40
4.3 Расчёт гидроподвесок захвата.....	46
4.4 Грейфер гидравлический штанговый.....	46
5 ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ РАСЧЁТ ГИДРООБЪЁМНОЙ ТРАНСМИССИИ КРАНА- МАНИПУЛЯТОРА.....	50
5.1 Транспортное передвижение крана-манипулятора.....	50
5.2 Рабочее передвижение крана.....	52
6 РАСЧЁТ НАГРУЗОК НА ОПОРЫ КРАНА.....	53
6.1 Определение нагрузок на опорные плиты домкратов выносных опор.....	53
6.2 Определение нагрузок на колёса ходовых тележек и колёса выносных опор при передвижении крана с поднятым грузом.....	55
6.3 Расчёт металлоконструкции выносной опоры.....	58
6.4 Расчёт металлоконструкции опоры опорной фермы портала.....	59
7 РАСЧЁТ УСТОЙЧИВОСТИ КРАНА МАНИПУЛЯТОРА.....	62
7.1 Грузовая устойчивость.....	62
7.2 Собственная устойчивость крана.....	67

7.3 Заключение по результатам расчёта устойчивости крана – манипулятора	68
8 ЭЛЕКТРООБОРУДОВАНИЕ	70
9 БЕЗОПАСНОСТЬ ЖИЗНДЕЯТЕЛЬНОСТИ.....	74
9.1 Охрана труда.....	74
9.2 Охрана окружающей среды	81
9.3 Предупреждение и ликвидация чрезвычайных ситуаций.....	82
10 РАСЧЁТ ТЕХНИКО–ЭКОНОМИЧЕСКИХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ.....	84
11 ЗАКЛЮЧЕНИЕ	96
БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК	98

ВВЕДЕНИЕ

Целью разработки является создание и освоение производства крана-манипулятора грузоподъёмностью $Q=16$ тонн на вылете $L=25$ метров и $Q=10$ тонн на вылете $L=32$ метра для перегрузки песчано-гравийной смеси и для перегрузки штучных грузов. Кран КММ 10/32 разработан для портов, позволяющих повысить коэффициент использования портовой техники за счёт её мобильного перемещения на грузовых участках портов и использования на внепортовых погрузочно-разгрузочных работах и строительномонтажных работах, в том числе в межнавигационный период.

В составе дипломного проекта также рассмотрены автоматический универсальный захват для двух типоразмеров крупнотоннажных контейнеров (20 футов), траверс с гидравлическим приводом для перегрузки песчано-гравийной смеси и поворотная грузовая подвеска для захвата крупнотоннажных контейнеров.

На поворотную грузовую подвеску при необходимости могут навешиваться гидравлическая таль, с целью осуществления вертикального подъёма при монтажных операциях на любых вылетах, и другие грузозахватные устройства для перегрузки различных грузов. Перечень грузозахватных устройств может быть расширен при освоении производства кранов-манипуляторов с учётом требований потребителей.

Основной задачей дипломного проекта является расчет металлоконструкции крана с целью облегчить собственный вес крана и сделать его более пригодным для транспортировки до места использования.

I НАЗНАЧЕНИЕ И ОБЛАСТЬ ПРИМЕНЕНИЯ

Основным назначением крана-манипулятора является выполнение погрузочно-разгрузочных работ в речных и морских портах и других предприятиях, связанных с грузовой обработкой судов, вагонов и автотранспорта с различными грузами, а также выполнение складских операций с крупнотоннажными контейнерами, навалочными и тарно-штучными грузами на открытых складах и контейнерных терминалах портов и других предприятий.

Кран-манипулятор может быть также применен на строительных объектах при выполнении строительно-монтажных работ и на судоремонтных заводах.

Кран-манипулятор может устанавливаться на специальном понтоне и использоваться в навигации как плавучий кран на погрузочно-разгрузочных работах и на подводной добыче песчано-гравийных материалов, а также на гидротехнических работах.

По условиям воздействия климатических факторов внешней среды разработанный кран-манипулятор имеет исполнение "У" по ГОСТ 15150-69 и может, применяться в районах с умеренным климатом при температуре от + 40 град. С до – 40.

2 ОБОСНОВАНИЕ ПАРАМЕТРОВ КРАНА – МАНИПУЛЯТОРА

Особенностями принципиальных требований, которые определили принятие конструктивных решений по крану-манипулятору, явились:

– необходимость обеспечить его мобильность путем складывания крана в транспортное положение с габаритом по высоте до 4,8 м и самомонтирование при приведении крана в рабочее положение;

– обеспечение самоходности, а также возможности буксировки крана по автодорогам с твердым покрытием;

– использование для подъема груза принципа манипулятора без канатной системы подвески;

– применение для механизмов крана-манипулятора гидроприводов, обеспечивающих плавность работы механизмов при их пуске и торможении и минимальные динамические нагрузки.

Основными составными частями крана-манипулятора являются:

- самоходный портал;
- верхнее поворотное строение (со стреловым устройством);
- гидравлическая часть;
- электротехническая часть;
- захватные устройства.

2.1 Портал самоходный

Портал самоходный состоит из:

- | | | |
|-------------------------------------|---|-------|
| – ферма опорная | – | 2 ед; |
| – ригель (в сборе с гидродомкратом) | – | 1 ед; |
| – опора выносная | – | 4ед; |
| – тележка пневмоколесная приводная | | |
| управляемая ведущая | – | 4ед; |
| – тележка пневмоколесная холостая | | |
| ось поддерживающая | – | 2ед; |

– гидроцилиндр	–	4 ед;
– гидроцилиндр поворота выносных опор	–	4 ед;
– машинное отделение	–	2 ед;
– кабельный барабан	–	1 ед;
– стяжка	–	2 ед;
– ограждения, лестницы, площадки обслуживания	–	1 комплект.

2.1.1 Опорная ферма

Опорная ферма состоит из двух сварных листовых опор коробчатого сечения, соединенных между собой с помощью болтовых соединений раскосами. Опоры ферм своими верхними концами шарнирно соединяются с ригелем, который является верхним замыкающим звеном портала.

Своими нижними концами опорные фермы шарнирно опираются на четыре балансирные приводные пневмоколесные тележки, образуя портал, пролет которого в рабочем положении крана обеспечивает пропуск между опорных ферм двух железнодорожных путей.

Фиксация опорных ферм и неизменяемость геометрии портала в рабочем положении крана обеспечивается четырьмя стягивающими гидроцилиндрами и двумя шарнирно соединяемыми стяжками. Проушина опорной вставки фермы, к которой шарнирно крепится приводная тележка, имеет возможность поворачиваться вместе с тележкой и фиксироваться для установки на необходимое направление движения портала через каждые 30 град. поворота.

2.1.2 Ригель портала

Ригель портала сварной листовой конструкции, шарнирно опираясь на опоры ферм и на стягивающие гидроцилиндры, образует горизонтальную площадку, на которой приварено опорное кольцо с фланцем для установки на него опорно-поворотного устройства и верхнего поворотного строения крана.

К двум боковым противоположным балкам ригеля снизу приварены проушины для шарнирного крепления стягивающих гидроцилиндров, а по наружным сторонам этих балок - прямоугольные фланцы для крепления к ним холостых пневмоколесных тележек. В центре ригеля его балки и ребра жесткости привариваются к вертикальной трубе, которая образует сквозное отверстие по вертикальной оси ригеля. Нижний выступающий торец трубы заканчивается фланцем, к которому крепится фланец телескопического гидроцилиндра, который проходит через указанное отверстие в ригеле, соответствующее отверстие в поворотной платформе и размещается между опор шарниров качания стрелы.

Телескопический гидроцилиндр предназначен для начального подъема портала из транспортного в рабочее положение до высоты 4,55 м. или для опускания портала с этой высоты в обратном направлении.

Основные параметры гидроцилиндра:

– тип - телескопический с двумя ступенями подъема, двухстороннего действия;

– ход телескопа общий, мм	–	4550;
– ход телескопа одной ступени, мм	–	2750;
– внутренний диаметр цилиндра первой ступени, мм	–	400;
– внутренний диаметр цилиндра второй ступени, мм	–	330;
– диаметр штока цилиндра второй ступени, мм	–	200;
– скорость хода телескопа, м/мин	–	1,0.

Расчетное давление масла во всех гидроцилиндрах портала принято равным 160кг/см²

2.1.3 Выносная опора

Выносная опора представляет собой сварную листовую балку коробчатого сечения, на которой установлены гидравлический домкрат с опорной плитой и сдвоенные опорные колеса с гидроподвеской.

Балка выносной опоры одним концом крепится с помощью вертикальной оси к опоре фермы портала, а ее поворот в горизонтальной плоскости и фиксация в заданном положении осуществляется с помощью гидроцилиндра.

При выполнении краном грузовых операций он опирается на все четыре гидродомкрата и разгружает пневмоколеса ходовых тележек. Вертикальность оси вращения крана обеспечивается с помощью указанных гидродомкратов и следящей системы.

Опорные колеса включаются в работу во время передвижения крана в рабочем положении без груза и с грузом на минимальном вылете, обеспечивают устойчивость крана и уменьшение нагрузки на пневмоколеса ходовых тележек.

Каждая колесная опора представляет собой два колеса с обрешиненными ободами, установленные на балансирной балке, которая дает возможность качания колес при неровностях поверхности территории. Ось качания служит, ось штока гидроцилиндра гидравлической Подвески колеса, установленная в отверстиях проушин балансирной балки.

Опорные колеса с помощью гидроцилиндра могут подниматься от поверхности территории и опускаться до соприкосновения с ней, а также поворачиваться относительно вертикальной оси вместе со штоком гидроцилиндра и фиксироваться в заданном положении в зависимости от направления движения крана (через каждые 30 град.).

Направление движения крана на причале вдоль подкранового рельса контролируется специальными двухребордными подпружиненными катками, установленными на балансирной балке каждой пары опорных колес.

При подготовке крана для перевода в транспортное положение опорные плиты домкратов и опорные колеса поднимаются, и выносные опоры с помощью гидроцилиндров поворачиваются на 90 град. После укладки портала в транспортное положение выносные опоры оказываются поднятыми.

В таблице 2.1 показаны основные параметры гидроцилиндров выносной опоры.

Таблица 2.1 – Основные параметры гидроцилиндров выносной опоры

№ п./п.	Наименование параметра, размерность	Гидроцилиндры	
		гидравлического домкрата	гидроподвески опорных колес
1	Тип	Одноступенчатый двухстороннего действия	
2	Ход поршня, мм	600	350
3	Внутренний диаметр цилиндра, мм	300	130
4	Диаметр штока, мм	160	70
5	Скорость хода поршня, м/с	0,02	0,02

2.1.4 Тележка пневмоколесная приводная (управляемая ведущая)

Приводная тележка представляет собой балансирную балку сварной листовой конструкции, опирающуюся на две пары приводных колес. Каждое колесо приводной тележки имеет планетарный редуктор, а вращение каждой пары колес производится от одного гидромотора. Кроме того, каждая пара приводных колес имеет свой привод поворота относительно вертикальной оси, установленный на металлоконструкции балансирной балки.

2.1.5 Тележка пневмоколесная холостая

Холостая тележка состоит из основной балансирной балки сварной конструкции, опирающейся на две пары неприводных пневмоколес. Колеса каждой пары, в свою очередь, также соединены между собой балансиром для обеспечения возможности качания колес в поперечном направлении.

Холостая тележка имеет гидроподвеску и крепится болтовым соединением к ригелю портала. При длительных перерывах между переездами крана на новые объекты эксплуатации холостые тележки могут быть сняты и устанавливаться вновь при приведении крана в транспортное положение.

2.1.6 Стягивающие гидроцилиндры

Стягивающие гидроцилиндры предназначены для подъема портала из транспортного положения в рабочее и его опускания в обратном направлении. При передвижении портала в транспортном положении стягивающие гидроцилиндры выполняют роль гидроподвесок приводных пневмоколесных тележек.

Гидроцилиндры смонтированы попарно в плоскостях пролета портала по колее, шарнирно соединяясь с ригелем и противоположно расположенными опорами ферм портала.

Подъем и опускание портала осуществляется за счет стягивающих усилий на штоках гидроцилиндров.

Синхронность работы гидроцилиндров, исключая возможный перекоп (наклон) горизонтальной плоскости ригеля, обеспечивает специальный прибор, который в случае наклона ригеля до предельно допустимого угла (не более 1 град.) дает сигнал на восстановление горизонтальности ригеля за счет изменения давления рабочей жидкости в гидроцилиндрах и, соответственно, скорости хода их поршней.

Стягивающие гидроцилиндры снабжены предохранительными клапанами. Включение их в работу, как гидроподвесок, происходит в процессе передвижения крана в транспортном положении при поступлении сигнала об уменьшении вертикальной догрузки на колеса приводных пневмоколесных тележек.

Ниже приводятся основные параметры стягивающего гидроцилиндра:

- тип – одноступенчатый
- ход поршня, мм – 1350;
- внутренний диаметр цилиндра, мм – 400;
- диаметр штока, мм – 150;
- скорость хода поршня, м/мин – 0,14.

2.1.7 Гидроцилиндры поворота выносных опор

Гидроцилиндры поворота выносных опор предназначены для поворота выносных опор, шарнирно крепятся к проушинам нижней балки опорной фермы и металлоконструкции выносной опоры. Гидроцилиндры включаются в работу при подготовке портала к его опусканию в транспортное положение или после подъема портала при подготовке крана к работе.

Принятые ход штока и расположение цилиндра на портале обеспечивают поворот выносной опоры на 90 град, и ее фиксацию в заданном положении.

Основные параметры гидроцилиндра:

- тип - одноступенчатый, двухстороннего действия;
- ход поршня, мм – 700;
- внутренний диаметр цилиндра, мм – 80;
- диаметр штока, мм – 40;
- скорость хода поршня, м/с – 0,06.

2.1.8 Машинное отделение

Машинное отделение предназначено для размещения гидростанций, обеспечивающих подачу рабочей жидкости для работы гидромоторов и гидроцилиндров, расположенных на портале, а также для размещения гидро и электроаппаратуры.

Каждое из помещений машинного отделения представляет собой каркас, сваренный из профильного проката, обшитого стальным листом. Одна из стенок отделения имеет раздвижные панели для обеспечения обслуживания оборудования и его охлаждения в жаркую погоду.

В связи с изменением углов наклона опорных ферм портала при переводе его из рабочего положения в транспортное, вертикальность расположения кабины машинного отделения обеспечивается наличием двух шарнирных опор, на которых подвешена кабина. После того, как порталом принято рабочее или транспортное положение, кабина фиксируется жесткими элементами,

предотвращающими возможность ее качания на шарнирах.

2.1.9 Кабельный барабан

Кабельный барабан установлен на стене машинного помещения и рассчитан на намотку 50 м кабеля, что обеспечивает перемещение крана по длине трюма судна. Вращение барабана при наматывании кабеля осуществляется от собственного привода, а сматывание кабеля – под действием натяжения последнего при отключенном приводе.

При передвижении крана в транспортном положении самоходом электропитание крана осуществляется по этому же кабелю, подключенному к передвижной буксируемой электростанции, сопровождающей кран при его перемещении на другой объект работы.

2.1.10 Стяжка портала

Стяжка портала установлена выше железнодорожного габарита и предназначена для страховки фиксации портала в рабочем положении по его колее в случае аварийного отказа замков гидросистемы стягивающих портал гидроцилиндров и для увеличения жесткости портала. В середине пролета стяжка имеет разъемное соединение, разъем которого производится перед укладкой портала в транспортное положение.

2.1.11 Ограждения, лестницы и площадки

Ограждения, лестницы и площадки обслуживания выполнены с учетом обеспечения возможности подъема крановщика в кабину управления краном и профилактического обслуживания его узлов.

Участок вертикальной лестницы, соединяющий верхнюю площадку портала и поворотную платформу, предусмотрен подъемно-опускающимся и не препятствует вращению последней.

2.2 Верхнее поворотное строение

Верхнее строение является частью крана-манипулятора, предназначено для выполнения крановых операций с грузом.

Поворотная платформа устанавливается на опорно-поворотный круг, который крепится к portalу и вращается с помощью установленного на ней механизма поворота за счет зацепления его выходной шестерни с зубчатым венцом опорно-поворотного круга. В центральной части платформы расположены четыре стойки, к которым шарнирно крепится стрела. Между внутренних стоек расположен центральный гидроцилиндр portalа. В передней части платформы, слева, консольно расположена кабина управления, выдвигаемая гидроцилиндром вперед для обеспечения обзорности в рабочем положении. Сзади на платформе с двух сторон, по бокам, расположены два машинных отделения, в которых располагаются насосные станции с баками для рабочей жидкости и охладителями, гидро и электрооборудование, необходимое для приведения в действие механизмов верхнего строения, подачи питания на грузозахватный орган. Там же размещается аппаратура системы защиты крана. В центральной части поворотной платформы над гидроцилиндром portalа расположен токосъемник, обеспечивающий передачу электроэнергии с portalа на верхнее строение. В передней части поворотной платформы, внизу, расположены проушины гидроцилиндров четырехзвенного механизма движения стрелы. Стреловое оборудование крана представляет собой двухзвенную шарнирную конструкцию из коробчатых элементов. Стрела, как и гусек (хобот), является телескопическим узлом и телескопируется своим гидроцилиндром, расположенным внутри конструкции. Стрела в месте крепления к поворотной платформе имеет двухбалочную конструкцию, каждая балка которой шарнирно опирается на две стойки. В хвостовой части стрелы установлен подвижный противовес, момент от которого назад увеличивается в рабочем состоянии по сравнению с транспортным. Гусек перемещается относительно стрелы шестизвенным механизмом движения гуська с помощью двух гидроцилиндров. Телескопирование стрелы выполняется установочно без груза, телескопирование

гуська возможно с грузом при положении гуська, близком к вертикальному. Перемещение противовеса производится в установочном режиме. На конце гуська расположен шарнир, к которому крепится грузозахватный орган.

Поворотное строение установлено на опору роликовую с тремя рядами роликов и внутренним зубчатым зацеплением. Опора предназначена для восприятия момента до 800 тм при вертикальной нагрузке 150 т, что практически совпадает с расчетными значениями для опоры при противовесе 50 т.

Для поворота применены два механизма поворота, расположенные на одном диаметре. Такая конструкция применяется на тяжелых кранах, поскольку позволяет создавать более компактные конструкции, снижать удельное давления в зубчатом зацеплении открытой пары и суммарную радиальную нагрузку на крепления опоры.

Поворотная платформа представляет кольцевую коробчатую раму, конструкция которой обеспечивает жесткость, необходимую для создания благоприятных условий работы опоры. Стойки имеют коробчатую конструкцию и для облегчения их стенки имеют отверстия.

Кабина управления расположена на консоли, закрепленной на кольце поворотной платформы и выдвигаемой с помощью гидроцилиндра. В кабине должны располагаться аппараты ручного управления крановыми механизмами, механизмами передвижения крана и установки аутригеров.

Стрела представляет собой сварную из листов телескопическую конструкцию. Внутренняя (телескопируемая) секция и наружная секция до ее хвостовой части имеет коробчатое прямоугольное сечение. Внутренняя секция опирается на бронзовые скользуны, установленные на наружной секции. В головной части телескопируемой секции имеется отверстие для крепления гуська (хобота) и тяги механизма движения гуська. Хвостовая часть стрелы представляет собой две телескопические балки. К концам телескопируемых балок прикреплен противовес. Масса противовеса выбрана из условия уравнивания стрелового оборудования относительно опорного шарнира стрелы при полностью выдвинутых стреле, гуське и противовесе и высоте шарнира гуська 2:5 м.

Гусек, как и стрела, является сварной листовой телескопической конструкцией с прямоугольным коробчатым профилем обеих секций, с той же системой телескопирования. В корневой части наружной секции гуська имеются отверстия крепления к стреле и отверстия крепления тяги механизма движения гуська. На головке телескопируемой секции расположен шарнир, к которому крепится грузозахватный орган.

Для движения гуська применен оптимальный по равномерности углового перемещения ведомого звена шестизвенный рычажный механизм с двумя гидроцилиндрами, обеспечивающий по сравнению с другими конструкциями меньшую динамику вблизи крайних положений.

Все листовые несущие конструкции выполнены из отечественной стали 10ХСНД-12, хорошо зарекомендовавшей себя при работе на многоцикловые знакопеременные нагрузки при положительных и отрицательных температурах окружающей среды. Эта сталь разрешена РД 22-16-96 для изготовления грузоподъемных кранов.

2.3 Гидравлическая часть

Действие всех механизмов крана-манипулятора осуществляется с помощью гидравлических приводов.

В дипломном проекте разработаны отдельно гидравлические схемы для механизмов верхнего поворотного строения и для механизмов портала.

2.3.1 Механизм портала

Для механизма портала в транспортном положении крана питание половины гидроприводов ходовых тележек осуществляется от двух гидростанций портала, мощность электродвигателя каждой из которых составляет 55 кВт, а вторая половина гидроприводов питается от гидростанции механизмов поворота с мощностью электродвигателя 110 кВт. В рабочем положении крана для его передвижения достаточно двух гидростанций портала, а гидростанция механизмов поворота крана используется по назначению.

Подача рабочей жидкости для всех гидроцилиндров портала от насосов, установленных на свободных концах валов электродвигателей гидростанций механизмов передвижения.

Схема гидрокинематическая принципиальная механизмов передвижения представлена на чертеже к данному разделу. На этой схеме показаны 8 регулируемых аксиально-поршневых гидромоторов, обозначенных М1–М8. Каждый из них через непостоянно-замкнутую фрикционную муфту (включается принудительно) приводит во вращения через бортовые сдвоенные планетарные редукторы с передаточным числом $i_p=50$ два опорных и одновременно тяговых колеса одной оси тележки. На быстроходном валу оси установлен дисковый тормоз постоянно-замкнутого типа, жестко соединенный (через бортовые редукторы) с колесами. Гидромоторы М1 и М2 приводятся во вращение от регулируемого, реверсивного и обратимого аксиально-плунжерного насоса Н1 типа НП90 с максимальным рабочим объемом $\pm 89 \text{ см}^3 / \text{об}$. Он приводится в действие электродвигателем Э1 типа 4АН200L4У3. Насос питается из компенсационного гидробака. На линии всасывания насоса подпитки установлен бумажный фильтр Ф1 с тонкостью фильтрации 10 мкм. Нагретые утечки из гидромашины охлаждаются в теплообменнике Т1 электроventильатором. Предельное давление в гидросистеме трансмиссии ограничивается предохранительными клапанами КП1 и КП2. Ввиду того, что они непрямого действия (с пилотным клапаном), их можно принудительно открывать (с помощью электромагнитного золотника) и шунтировать гидросистему. Аналогичным образом приводятся во вращения гидромоторы М3 и М4 с помощью насоса Н2, вращаемого электродвигателем Э2. Они имеют те же вспомогательные системы Б2, Ф2, Т2, КП3, КП4. При перемещении крана-манипулятора в рабочем положении работают только насосы Н1 и Н2 с параллельным приводом гидромоторов М1, М2, М3, М4. Гидромоторы М5–М8 не работают, их соединительные фрикционные муфты отключены.

При перемещении крана-манипулятора в транспортном положении дополнительно к указанным насосам подключается насос НА5 типа А4VSG500ЕО

с максимальным рабочим объемом ± 500 см³/об, приводимый электродвигателем ЭЗ (типа А315S6УЗ). Одновременно приводится насос НА6 типа 3102.56 питания гидроцилиндров стрелы, работающий при перемещении крана-манипулятора вхолостую. Насос НА5 имеет свой отдельный гидробак Б, из которого забирает рабочую жидкость через фильтр ФЗ насос подпитки. Слив дренажа из гидромашин НА5, М5–М8 – через теплообменник ТЗ. Предельное давление в данной гидросистеме ограничивается предохранительными клапанами КП5 и КП6 с возможностью их принудительной разгрузки. Переключение питания насоса НА5 с гидромоторов поворота платформы на привод гидромоторов М5–М8 перемещения (соединены параллельно) производится с мощностью переключающего золотника ПЗ с ручным управлением с последующей подачей рабочей жидкости через вращающееся гидравлическое соединение РП или разъемную гидромуфту.

2.3.2 Механизм поворота

Для верхнего поворотного строения действие основных механизмов на поворотной платформе крана-манипулятора осуществляется с помощью гидравлического привода. Асинхронные электродвигатели непосредственно через муфты приводят во вращение валы гидронасосов. Наиболее энергоемкие механизмы крана—манипулятора имеют индивидуальный гидропривод с возможностью глубокого регулирования скорости движения механизмов за счет изменения объемной постоянной гидронасосов и/или гидромоторов, а также путём суммирования потоков разных насосов

Гидропривод исполнительных механизмов крана-манипулятора имеет пять контуров, четыре из которых (привод гидроцилиндров рабочего оборудования и гидродвигателей спредера) выполнены по открытой схеме: привод механизма поворота платформы крана - по более перспективной закрытой схеме. Применение открытой схемы диктуется значительными трудностями использования закрытых схем для гидроцилиндров больших объёмов, имеющих к тому же значительный дифференциал.

В месте с тем, в энергоемких механизмах крана-манипулятора выполненных по открытой схеме, используется объемный (а не дроссельный) способ регулирования скорости движения, что позволяет увеличить КПД системы, снизить потери энергии при дросселировании.

Из бака Б рабочая жидкость всасывается гидронасосом НА1 и подается к распределителю Р1 клапанного типа с электрическим дискретным управлением, позволяющим осуществить разгрузку насоса при отсутствии управляющего сигнала, предохранить от чрезмерных нагрузок и объединить потоки насосов НА1 и НА3.

Выход А распределителя Р1 соединен с напорной магистралью двухкаскадного гидрораспределителя Р2, который осуществляет подключение к магистрали этой или иной полости исполнительных гидроцилиндров механизма движения стрелы.

Подъем стрелы происходит в насосном режиме, при этом в период разгона питание поршневой полости осуществляется последовательным включением насоса НА1 и НА3 с доведением их подачи до требуемого значения с помощью объемного регулирования. Закон регулирований обеспечивается электронной программой, датчиками и электрогидравлическими регуляторами самих насосов.

Опускание стрелы - регулируемое, с использованием веса рабочего оборудования и груза. Для этого в поршневой магистрали установлены тормозные клапаны КТ1. и КТ2, управляемые от штоковой полости и не допускающие увеличение скорости опускания стрелы сверх той, которая обеспечивается насосом.

Раскрытие или складывание гуська может осуществляться как от насоса НА3 (в режиме совмещения движения со стрелой), так и от насоса НА1 (в режиме отсутствия совмещения). Реверс движения гуська обеспечивается гидрораспределителем Р3, а разгрузка насоса НА3 и выбор источника питания – распределителем Р1.

Защита от произвольного опускания гуська под действием сил тяжести и контроль процесса регулирования скорости опускания обеспечивается установкой

в обеих магистралях гидроцилиндров ЦЗ, Ц4 тормозных управляемых клапанов КТЗ и КТ4.

Работа гидропривода грейфера и механизмов телескопирования стрелы и гуська осуществляется от насоса НА2. Рабочая жидкость подается к гидрораспределителю Р4 проточного типа с электрогидравлическим управлением. Требуемый максимальный расход насоса устанавливается автоматически в зависимости от вида потребителя, а регулировка скорости исполнительного гидроцилиндра — дросселированием рабочей жидкости в гидрораспределителе Р4.

Тормозные клапаны КТ5 и КТ6 защищают механизмы телескопирования от просадки при действии попутных нагрузок.

Гидропривод механизма поворота платформы выполнен по закрытой схеме. Регулируемый реверсивный гидронасос НА5 с наклонной шайбой имеет электрогидравлическое управление, обеспечивающее постоянное ускорение при разгоне платформы. На платформе установлены два механизма поворота, каждый из которых оснащен регулируемым гидромотором. Наличие регулятора позволяет менять скорость поворота обратно пропорционально внешней нагрузке.

В гидромагистралях механизма поворота установлены быстроразъемные соединения, позволяющие для случаев перемещения крана на большие расстояния собственным ходом обеспечить дополнительной питание рабочей жидкостью ходовых гидромеханизмов.

В состав механизмов поворота входят нормально замкнутые тормоза, управляемые от распределителя Р13.

Установочные механизмы движения кабины и противовеса приводятся от насоса НА4. Скоростью и направлением движения этих механизмов управляет двухзолотниковый гидрораспределитель Р5.

Гидропривод, в состав которого входят насос НА6, гидрораспределитель Р6, блок клапанов БК1, обеспечивает питание гидромеханизмов, находящихся на спредере: механизма ротации спредера, механизма раздвижки, механизма выравнивания (горизонтирования), механизма фиксации контейнера.

Для выполнения той или иной операции исполнительный гидродвигатель подключается к магистралям питания с помощью одного из электрогидравлических распределителей Р7–Р1. Реверс движения и регулировка скорости осуществляется однозолотниковым гидрораспределителем Р6. Защита от перегрузок и величина необходимого усилия в приводном гидродвигателе обеспечивается блоком клапанов БК1, имеющем электроуправляемую настройку давления в напорной магистрали.

Питание гидравлической части сервоуправления происходит от системы: насос НА7, аккумуляторный блок А, с резервным питанием от насоса НА6.

Для охлаждения рабочей жидкости в сливной магистрали установлены калориферы АТ, которые обдуваются вентиляторами с приводом от электродвигателей.

Очистка рабочей жидкости от примесей осуществляется встроенными в гидробак линейными фильтрами Ф2–Ф7. Фильтры имеют предохранительные клапаны и индикаторы загрязненности.

3 ВЫБОР СЕЧЕНИЙ И ОПРЕДЕЛЕНИЕ ВЕСА НЕСУЩИХ УЗЛОВ МЕТАЛЛОКОНСТРУКЦИИ ВЕРХНЕГО ПОВОРОТНОГО СТРОЕНИЯ

3.1 Телескопируемая секция гуська

Расчётная схема телескопируемой секции гуська приведена на рисунке 3.1.

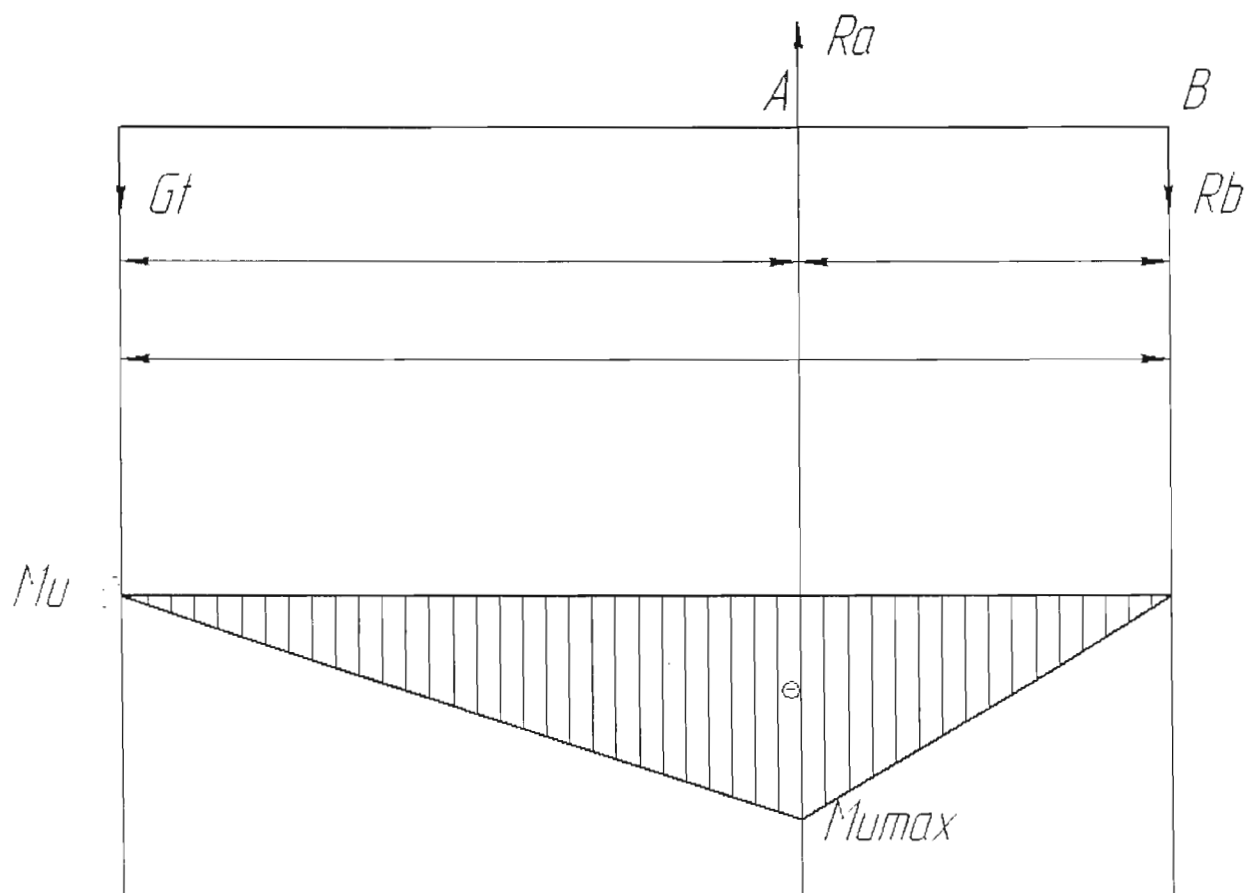


Рисунок 3.1 – Расчётная схема телескопируемой секции гуська

Где: $L1=5300\text{мм}$; $L2=2500\text{мм}$; $L3=7800\text{мм}$ – плечи сил

Изгибающий момент M_A кН* м, относительно точки «А» равен:

$$M_{i \max} = Gt * L1, \quad (1)$$

где Gt – вес груза ,кг; $L1$ – плечо от веса груза до опоры А ,мм.

Отсюда:

$$M_A = 100 * 5,3 = 530 \text{ кН*м.}$$

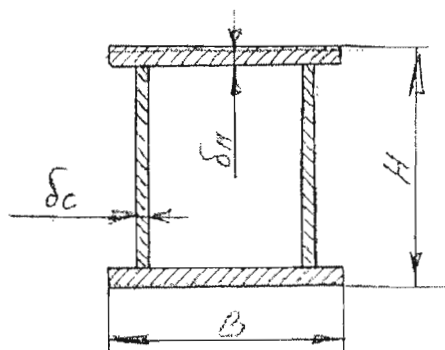


Рисунок 3.2 – Расчётная схема для расчёта металлоконструкции телескопируемой секции гуська

Момент сопротивления коробчатого сечения W см^3 , равен:

$$W = \frac{H}{3} * (3 * \delta_n * B + \delta_c * H), \quad (2)$$

где H – высота=480 мм; B – ширина=350 мм; δ_n – толщина стенки=12 мм; δ_c – толщина стенки=6 мм.

Отсюда:

$$W = \frac{480}{3} * (3 * 12 * 350 + 6 * 480) = 2476800 \text{ мм}^3.$$

Допустимое напряжение $[\sigma]$, равно:

$$[\sigma] = \frac{K_t}{K_{\text{зап}}}, \quad (3)$$

где K_t – предел текучести стали; $K_{\text{зап}}$ – коэффициент запаса прочности; K_t – предел текучести стали 10ХСНД = 350 МПа.

Коэффициент запаса прочности $K_{\text{зап}}$ для стали 10ХСНД принимаем = 1,6

$$[\sigma] = \frac{350}{1,6} = 219 \text{ МПа}.$$

Напряжение σ МПа, равно:

$$\sigma = \frac{M_{i \text{ max}}}{W}. \quad (4)$$

$$\sigma = \frac{530 * 10^7}{2476800} = 214 \text{ МПа} < [\sigma] = 219 \text{ МПа}.$$

Запас для восприятия местных напряжений от опирания на скользуны.

$$\Delta\sigma = [\sigma] - \sigma. \quad (5)$$

$$\Delta\sigma = [\sigma] - \sigma = 219 - 214 = 5 \text{ МПа.}$$

Погонный теоретический вес μ т/см, равен:

$$\mu = 2 * \gamma * A, \quad (6)$$

где γ – удельный вес металла, $\gamma = 7,85 \text{ г/см}^3$.

$$A = (\delta_n * B + \delta_c * H).$$

Отсюда:

$$\mu = 2 * 7,85 * (12 * 480 + 6 * 350) = 1,11 * 10^{-4} \text{ т/мм.}$$

Конструктивный вес секции G_1 т, равен:

$$G_1 = k * \mu * l_3, \quad (7)$$

где k – конструктивный коэффициент, $k = 1,2$.

Отсюда:

$$G_1 = 1,2 * 1,11 * 7800 = 1,03 \text{ т.}$$

3.2 Наружная секция гуська

Расчётная схема наружной секции гуська приведена на рисунке 3.3.

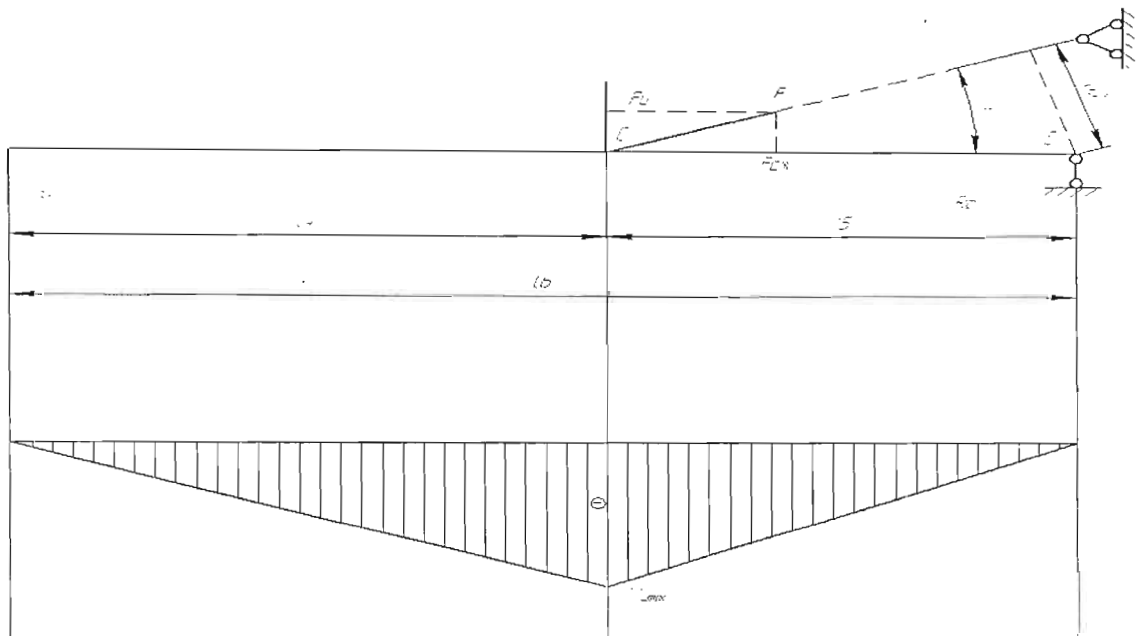


Рисунок 3.3– Расчётная схема наружной секции гуська

Где: $L_4 = 6700 \text{ мм}$; $L_5 = 6500 \text{ мм}$; $L_6 = 13200 \text{ мм}$; $L_0 = 1750 \text{ мм}$; $G_f = 100 \text{ кН}$; $\alpha = 33^\circ$

$$Gt * L_6 = F * l_0.$$

Отсюда:

$$F = \frac{Gt * L_6}{l_0} = \frac{100 * 13,2}{1,75} = 754 \text{ кН}.$$

Изгибающий момент $M_{u_{\max}}$ кН*м равен:

$$M_{u_{\max}} = Gt * L_1, \quad (8)$$

где Gt – вес груза; L_1 – плечо от веса груза до опоры А.

Отсюда:

$$M_A = 100 * 6,7 = 670 \text{ кН*м}.$$

Момент сопротивления сечения коробки W см³, (рисунок 3.2) с параметрами $H=500$ мм; $B=380$ мм; $\delta_p=16$ мм; $\delta_c=10$ мм, равен:

$$W = \frac{500}{3} * (3 * 16 * 380 + 10 * 500) = 3873333 \text{ см}^3.$$

Напряжение σ_u МПа, равно:

$$\sigma_u = \frac{M_A}{W} \text{ МПа}. \quad (9)$$

$$\sigma_u = \frac{670 * 10^6}{3873333} = 173 \text{ МПа}.$$

Напряжение $\sigma_{сж}$ МПа, равно:

$$\sigma_{сж} = \frac{F * \cos 33^\circ}{A}, \quad (10)$$

где: F – реакция опоры в т.С; A – площадь поперечного сечения секции.

$$A = 2(500 * 10 + 380 * 16) = 22160 \text{ мм}^2$$

Напряжение $\sigma_{сж}$ МПа, равно:

$$\sigma_{сж} = \frac{754 * 10^3 * 0,83}{22160} = 29 \text{ МПа}.$$

Результирующее напряжение $\sigma_{рез}$ МПа, равно:

$$\sigma_{рез} = \sigma_u + \sigma_{сж}. \quad (11)$$

$$\sigma_{рез} = 173 + 29 = 202 < [\sigma] = 219 \text{ МПа}.$$

Погонный теоретический вес μ т/мм, равен:

$$\mu = k * \mu * A. \quad (12)$$

$$\mu = 2 * 7,85 * 22160 = 1,73 * 10^{-4} \text{ т/мм}.$$

Конструктивный вес секции G_2 т, равен:

$$G_2 = 1,2 * 1,73 * 10^{-4} * 7900 = 1,64 \text{ т.}$$

3.3 Телескопируемая секция стрелы

Расчётная схема телескопируемой секции стрелы приведена на рисунке 3.4

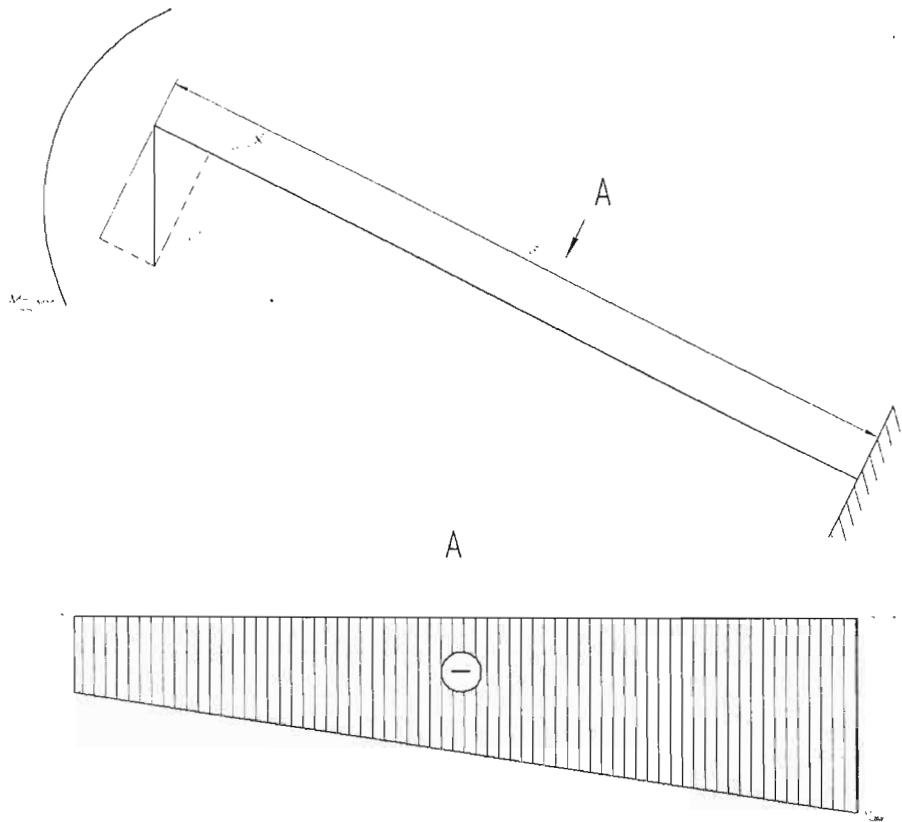


Рисунок 3.4– Расчётная схема телескопируемой секции стрелы

где: $L_7=9500\text{мм}$; $Gt=100\text{кН}$; $M_{\text{сумм}}$ – суммарный изгибающий момент создаваемый гуськом на стрелу.

$$M_{\text{сумм}} = Gt * L_6 = 100 * 13,2 = 1320 \text{ кН*м.}$$

Изгибающий момент $M_{i_{\text{max}}}$ кН*м равен:

$$M_{i_{\text{max}}} = M_{\text{сумм}} + Gt * \sin 33^\circ * L_7,$$

где: L_7 – плечо от веса груза до опоры E.

Отсюда:

$$M_A = 1320 + 100 * 0,54 * 9,5 = 1837 \text{ кН*м.}$$

Момент сопротивления сечения коробки W см^3 , (рисунок 3.2) с параметрами

$H=600$ мм; $B=500$ мм; $\delta_n=22$ мм; $\delta_c=16$ мм, равен:

$$W = \frac{600}{3} * (3 * 22 * 380 + 16 * 500) = 8520000 \text{ мм}^3.$$

Напряжение σ_n МПа, равно:

$$\sigma_n = \frac{M_A}{W} = \frac{1837 * 10^6}{8520000} = 215 \text{ МПа}.$$

Напряжение $\sigma_{сж}$ МПа, равно:

$$\sigma_{сж} = \frac{Gt * \cos 33^\circ}{A}.$$

A – площадь поперечного сечения секции

$$A = 2(600 * 16 + 500 * 22) = 41200 \text{ мм}^2.$$

Напряжение $\sigma_{сж}$ МПа, равно:

$$\sigma_{сж} = \frac{100 * 10^3 * 0,83}{41200} = 2 \text{ МПа}$$

Результирующее напряжение $\sigma_{сж}$ МПа, равно:

$$\sigma_{рез} = \sigma_n + \sigma_{сж} = 215 + 2 = 217 < [\sigma] = 219 \text{ МПа}.$$

Погонный теоретический вес μ т/см, равен:

$$\mu = k * \mu * A = 2 * 7,85 * 41200 = 3,22 * 10^{-4} \text{ т/мм}.$$

Конструктивный вес секции G_2 т, равен:

$$G_2 = 1,2 * 3,22 * 10^{-4} * 7900 = 3,67 \text{ т}.$$

3.4 Наружная секция стрелы до опорного шарнира

Расчётная схема наружной секции стрелы до опорного шарнира приведена на рисунке 3.5.

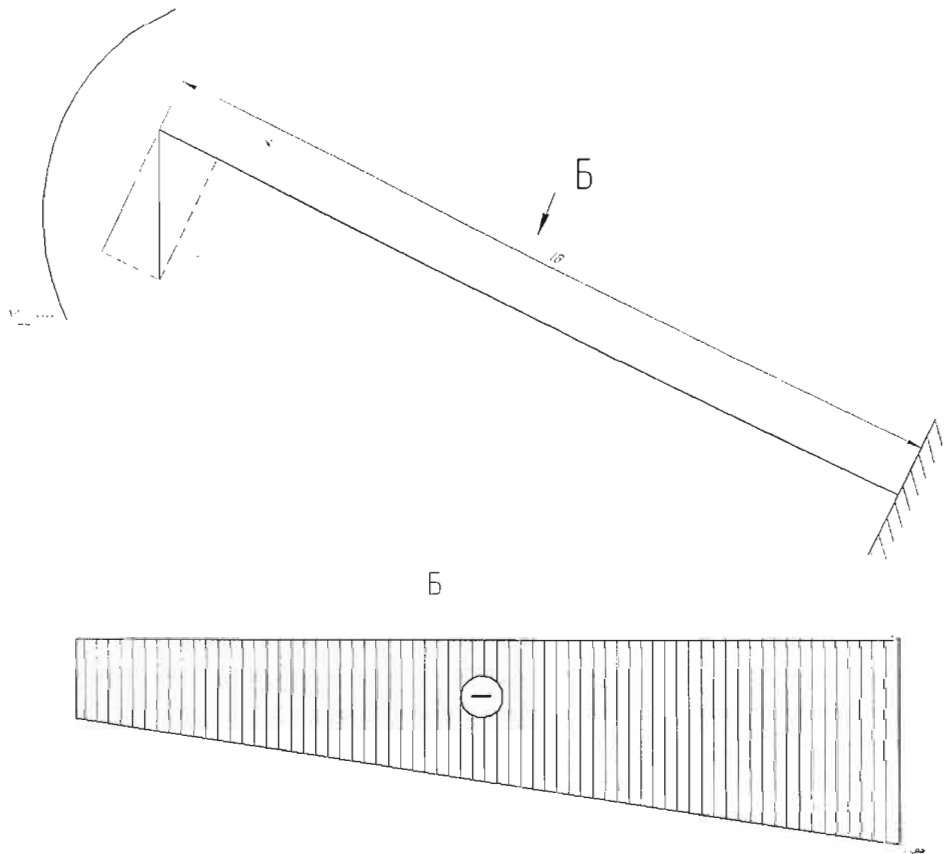


Рисунок 3.5 – Расчётная схема телескопируемой секции стрелы
 где: $L_8=15000$; $G_i=100\text{кН}$;

$M_{\text{сумм}}$ – Суммарный изгибающий момент создаваемый гуськом на стрелу.

$$M_{\text{сумм}} = G_i * L_8 = 100 * 13,2 = 1320 \text{кН*м}.$$

Изгибающий момент $M_{i_{\text{max}}}$ кН*м равен:

$$M_{i_{\text{max}}} = M_{\text{сумм}} + G_i * \sin 33^\circ * L_8.$$

L_1 -плечо от веса груза до опоры E.

Отсюда:

$$M_A = 1320 + 100 * 0,54 * 15 = 2137 \text{кН*м}.$$

Момент сопротивления сечения коробки W см³, (рисунок 3.2) с параметрами $H=620$ мм; $B=520$ мм; $\delta_{\text{п}}=24$ мм; $\delta_{\text{с}}=18$ мм, равен:

$$W = \frac{620}{3} * (3 * 24 * 520 + 18 * 520) = 10044000 \text{мм}^3.$$

Напряжение $\sigma_{\text{и}}$ МПа, равно:

$$\sigma_{\text{и}} = \frac{M_A}{W} = \frac{2137 * 10^6}{10044000} = 213 \text{МПа}.$$

Напряжение $\sigma_{\text{сж}}$ МПа, равно:

$$\sigma_{сж} = \frac{Gt * \cos 33^\circ}{A}$$

Напряжение $\sigma_{сж}$ МПа, равно:

$$\sigma_{сж} = \frac{100 * 10^3 * 0,83}{47280} = 2 \text{ МПа.}$$

Результирующее напряжение $\sigma_{сж}$ МПа, равно:

$$\sigma_{рез} = \sigma_{и} + \sigma_{сж} = 213 + 2 = 215 < [\sigma] = 219 \text{ МПа.}$$

Погонный теоретический вес μ т/см, равен:

$$\mu = k * \mu * A = 2 * 7,85 * 47280 = 3,68 * 10^{-4} \text{ т/мм.}$$

Конструктивный вес секции G_2 т, равен:

$$G_2 = 1,2 * 3,68 * 10^{-4} * 15000 = 6,62 \text{ т.}$$

3.5 Телескопируемые задние балки

Для определения расчета телескопируемых задних балок противовеса определим собственный вес противовеса.

Схема определения собственного веса противовеса приведена на рисунке

3.6

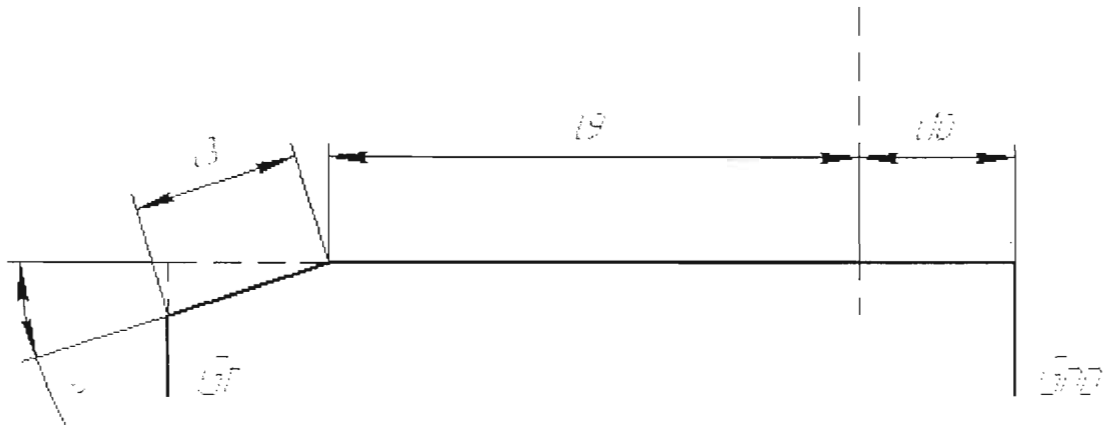


Рисунок 3.6– Расчётная схема определения веса противовеса

где: $L_3=13200\text{мм}$; $L_9=21500\text{мм}$; $L_{10}=8500\text{мм}$; $\alpha=33^\circ$

$$(L_3 * \sin \alpha + L_9) * Gt = G_{nn} * L_{10} .$$

Отсюда:

$$G_{nn} = \frac{(13,2 * 0,54 + 28,5) * 100}{8,5} = 340 \text{ кН} = 34 \text{ т}.$$

Расчётная схема телескопируемых задних балок приведена на рисунке 3.7

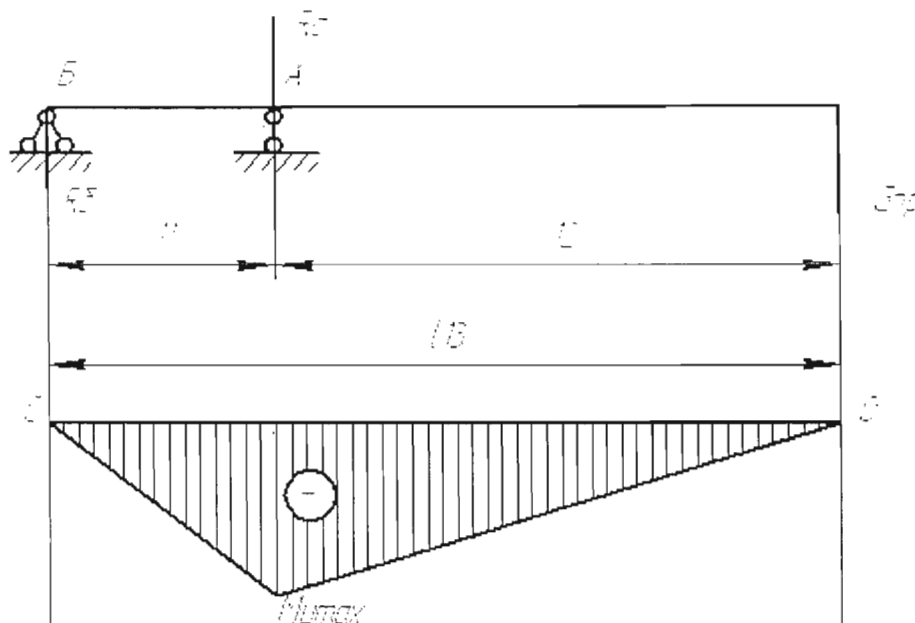


Рисунок 3.7– Расчётная схема телескопируемых задних балок

где: $L_{11}=1700\text{мм}$; $L_{12}=4100\text{мм}$; $L_{13}=5800\text{мм}$

Изгибающий момент M_A кН*м относительно точки «А» равен:

$$M_{u \max} = G_{nn} * L_{12},$$

где: $G_{np}=34\text{т}$

Отсюда:

$$M_A = 34 * 4,1 = 1394 \text{ кН*м}.$$

Момент сопротивления сечения двух коробок W см^3 , (рисунок 3.7) с параметрами

$H=600$ мм; $B=480$ мм; $\delta_{п}=18$ мм; $\delta_{с}=12$ мм, равен:

$$W = 2 * \frac{600}{3} * (3 * 18 * 480 + 12 * 600) = 6624000 \text{ см}^3.$$

Напряжение σ МПа, равно:

$$\sigma = \frac{M_A}{W} = \frac{1394 * 10^6}{6624000} = 210,5 \text{ Мпа} < [\sigma] = 219 \text{ МПа}.$$

A – площадь поперечного сечения секции

$$A = 2(480 * 18 + 600 * 12) = 93600 \text{ мм}^2$$

Погонный теоретический вес μ т/см, равен:

$$\mu = 2 * 7,85 * 93600 = 2,48 * 10^{-4} \text{ т/мм.}$$

Конструктивный вес секции G8 т, равен:

$$G_8 = 1,2 * 2,48 * 10^{-4} * 5800 = 1,72 \text{ т.}$$

3.6 Наружные задние балки

Расчётная схема наружных задних балок приведена на рисунке 3.8.

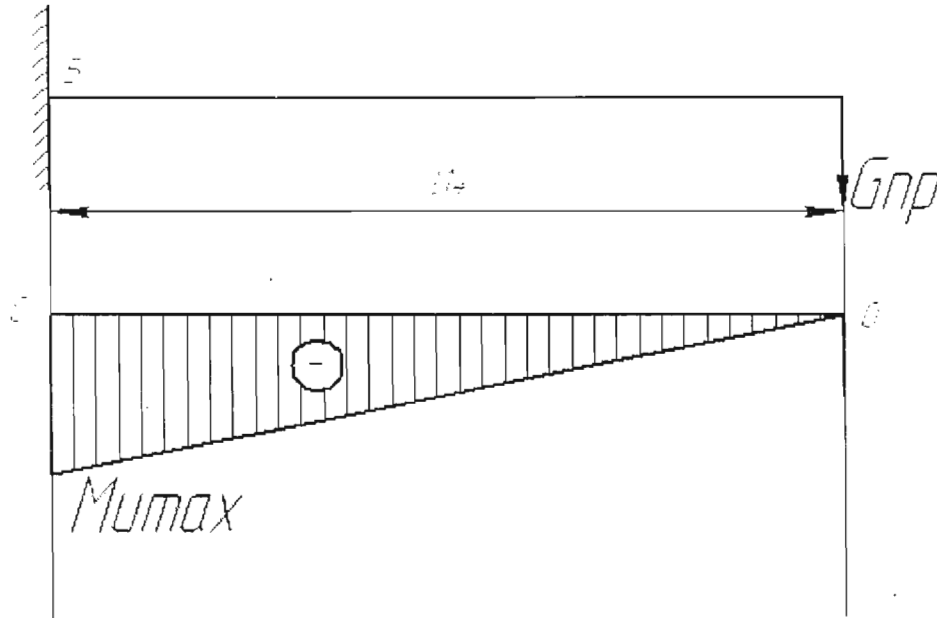


Рисунок 3.8.— Расчётная схема наружных задних балок

где: $L_{14} = 8500$

$$M_a = G_{np} * L_{14} = 1394 \text{ кН*м.}$$

Изгибающий момент M_{max} кН*м относительно точки «Б» равен:

$$M_{u \max} = G_{np} * L_{14} + M_a.$$

Отсюда:

$$M_{u \max} = 340 * 4,4 + 1394 = 2890 \text{ кН*м.}$$

Момент сопротивления сечения двух коробок W см³, (рисунок 3.2) с параметрами

$H = 720$ мм; $B = 500$ мм; $\delta_p = 26$ мм; $\delta_c = 18$ мм, равен:

$$W = 2 * \frac{720}{3} * (3 * 26 * 500 + 18 * 720) = 14342400 \text{ мм}^3.$$

Напряжение σ МПа, равно:

$$\sigma = \frac{M_A}{W} = \frac{2890 * 10^6}{14342400} = 202 \text{ МПа} < [\sigma] = 219 \text{ МПа}.$$

A – площадь поперечного сечения секции

$$A = 2(500 * 26 + 720 * 18) = 25960 \text{ мм}^2.$$

Погонный теоретический вес μ т/см, равен:

$$\mu = 2 * 7,85 * 25960 = 4,48 * 10^{-4} \text{ т/мм}.$$

Конструктивный вес секции G8 т, равен:

$$G_8 = 1,2 * 4,48 * 10^{-4} * 4400 = 2,36 \text{ т}.$$

4 РАСЧЁТ ЗАХВАТНЫХ УСТРОЙСТВ

4.1 Подвеска грузовая поворотная

Расчёт потребляемой мощности гидропривода подвески для поворота контейнера массой брутто 15 тонн с продольным смещением центра тяжести груза на 1,5 метра.

1 Данные для расчёта:

- угловая скорость поворота контейнера в установившемся режиме $n=1,5$ об/мин;
- время разгона (торможения) в неустановившемся режиме = 10 секунд;
- время поворота траверсы с грузом на предельный угол поворота 280° – 30 секунд;
- ветровая нагрузка 250 Н*м^2 .

2 Определение момента инерции контейнера относительно смещённого центра тяжести.

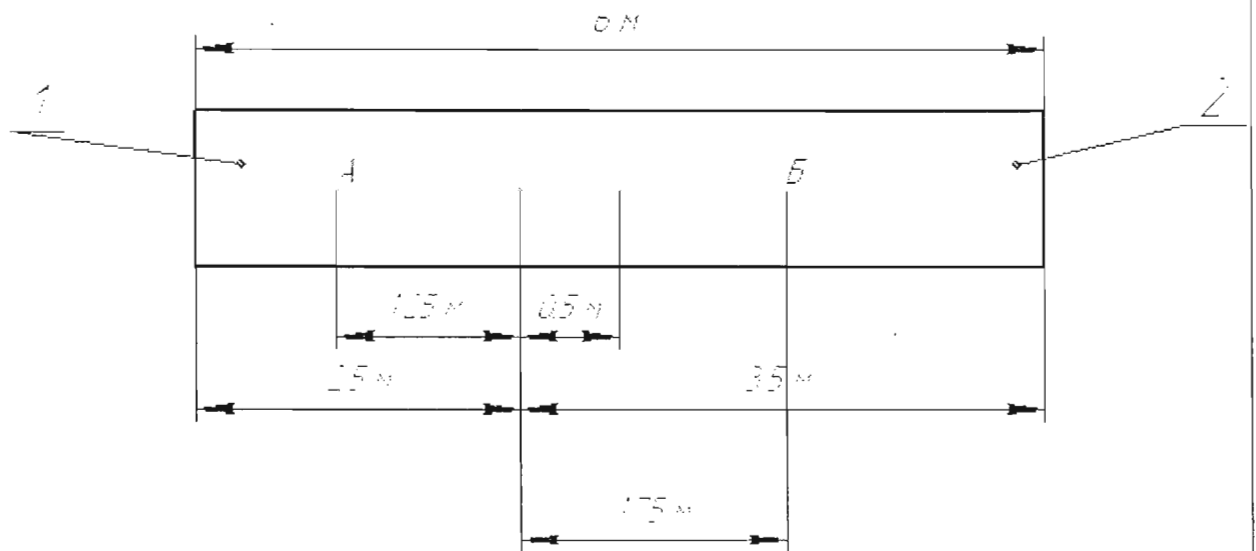


Рисунок 4.1. – Расчётная схема для определения момента инерции контейнера

Точки А и Б – точки приложения векторов равнодействующей ветровых нагрузок.

Момент инерции $M_1 \text{ Н*м}$, левой части «1» контейнера:

Масса:
$$M_1 = \frac{M}{6} * 2,5 = 0,416H * M ,$$

где $M=15000$ кг

$$I_1 = \frac{0,416 * M * 2,5^2}{3} = 130000 \text{ Н*м}^2 .$$

Момент инерции M_2 Н*м правой части «2»:

Масса:
$$M_2 = \frac{M}{6} * 3,5 = 0,583 * M .$$

$$I_2 = \frac{0,583 * M * 3,5^2}{3} = 357088 \text{ Н*м}^2 .$$

$$I = I_1 + I_2 = 130000 + 357088 = 487088 \text{ Н*м}^2 .$$

3 Определение ветровой нагрузки.

Нагрузка P_1 Н, на левую часть «1» контейнера (при высоте контейнера 2,5 м) равна:

$$P_1 = 2,5 * 2,5 * 250 = 1562,5 \text{ Н} .$$

Нагрузка P_2 Н на правую часть «2» контейнера:

$$P_2 = 3,5 * 2,5 * 250 = 2187,5 \text{ Н} .$$

Тормозной момент M_T Нм, от ветровой нагрузки:

$$M_T = 2187,5 * 3,75 - 1562,5 * 2,25 = 4687,5 \text{ Нм} .$$

4 Определение рабочего момента на зубчатом колесе подвески, обеспечивающего рост угловой скорости поворота контейнера от $n=0$ до $n=1,5$ об/мин за $t=10$ секунд при действии ветровой нагрузки M_T .

Уравнение динамики:

$$M = I * E + M_T, \quad (1)$$

где $I=487088 \text{ Н*м}^2$ – момент инерции контейнера; E – угловое ускорение.

$$E = \frac{\omega - \omega_0}{t} = \frac{0,15 - 0}{10} = 0,015 \text{ с}^{-2}; \quad (2)$$

где $\omega = 2 * \pi * n / 60 = 0,1n = 0,15 \text{ с}^{-1}$ – угловая скорость, соответствующая $n=1,5$ об/мин; $\omega_0=0$ – начальное значение угловой скорости; $t=10$ с – время разгона.

Моментом инерции поворотной подвески можно пренебречь за малостью значения относительно контейнера. Для упрощения расчёта величину ветровой нагрузки за время разгона принимаем постоянной.

Тогда рабочий момент M Н*м, будет равен:

$$M = I * \frac{\omega - \omega_0}{t} + M_T = 487088 * \frac{0,155}{10} + 4687,5 = 11993,8 \text{ Нм.} \quad (3)$$

Потребляемая мощность N кВт, привода поворотной подвески равна:

$$N = M * \omega = 11993,8 * 0,15 = 1799 \text{ Вт} = 1,799 \text{ кВт.} \quad (4)$$

5 Расчёт расхода рабочей жидкости гидромотора привода поворотной подвески.

Для гидромотора, приведённого к одному гидроцилиндру расход Q л/с, равен:

$$Q = V * F_{ц}, \quad (5)$$

где V – скорость движения поршня $= N/R$ скорость движения поршня; N – мощность гидропривода; R – усилие на поршне при давлении рабочей жидкости P ;

$$V = N/R \quad (6)$$

$$R = P * F_{ц} \quad (7)$$

$$Q = \frac{N}{P * F_{ц}} * F_{ц} = \frac{N}{P} = \frac{17990}{160} = 112,43 \text{ см}^3 / \text{с} = 0,11 \text{ л/с.}$$

Здесь $P=16$ МПа – давление рабочей жидкости в гидросистеме.

4.2 Расчёты на прочность основных грузонесущих узлов захвата гидравлического для крупнотоннажных контейнеров

Схема расчёта захвата представлена на рисунке 4.2.

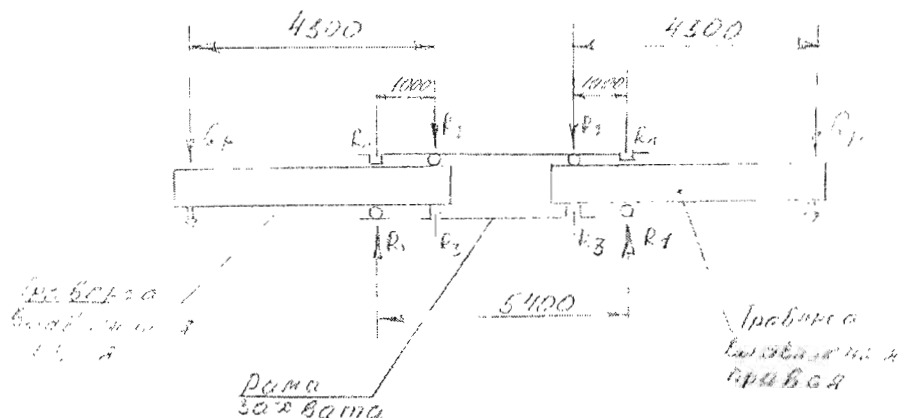


Рисунок 4.2 – Расчётная схема захвата

Q_p – расчётная нагрузка от загруженного контейнера, взятая с динамическим коэффициентом, распределённая на два грузозахватных органа;

R_1 и R_2 – реакции роликовых опор (по две штуки на одну опору);

R_3 и R_4 – реакции винтовых опор, возникающих в момент подъёма захвата с крыши перемещённого захвата.

При сдвигании траверсы выдвигная правая задвигается внутрь траверсы выдвигной левой.

Далее проводится расчёт на прочность траверс левой и правой, рамы, гидроподвески захвата в режиме коррекции переноса при смещении центра тяжести груза

2. Расчёт траверсы выдвигной правой (продольная балка)

Схема нагрузки балки представлена на рисунке 4.3

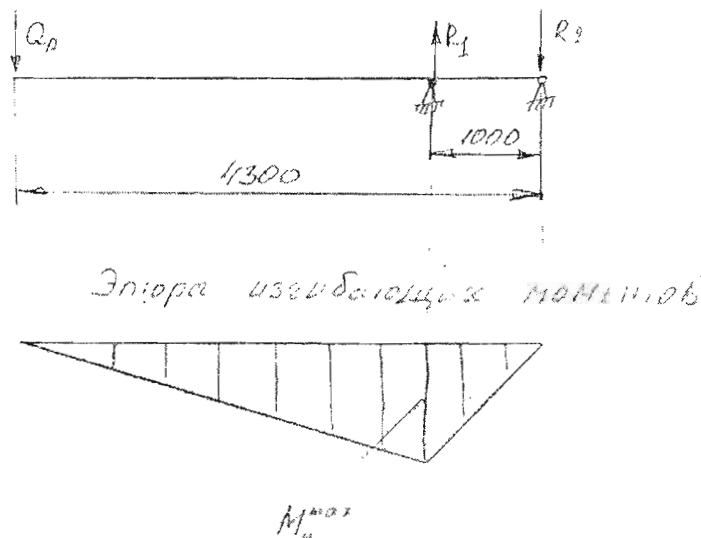


Рисунок 4.3.– Схема нагрузки балки

Действующие нагрузки:

Q_d – динамическая нагрузка при коэффициенте динамической нагрузки;

$$Q_d = Q * k_d, \quad (8)$$

где $Q=15$ т – масса брутто контейнера; $k_d=1,2$ – применительно к гидродинамике крана.

$$Q_d = 15 * 1,2 = 18 \text{ тс.}$$

Расчётная нагрузка Q_p тс, равна:

$$Q_p = \frac{Q_0}{2} \quad (9)$$

$$Q_p = \frac{18}{2} = 9 \text{ тс (без учёта смещения центра тяжести груза)}$$

Реакции опор R_1 и R_2 определяются из условия равновесия балки: $\Sigma M=0$ и $\Sigma Y=0$.

$$R_1 = \frac{Q_p * 4300}{1000} = 387 \text{ кН.}$$

$$R_2 = R_1 - Q_p = 387 - 90 = 297 \text{ кН.}$$

$$M_u^{\max} = Q_p * (430 - 100) = 90000 * (430 - 100) = 297 * 10^5 \text{ Н*см.}$$

Расчёт сечения балки.

Расчётная схема сечения балки представлена на рисунке 4.4

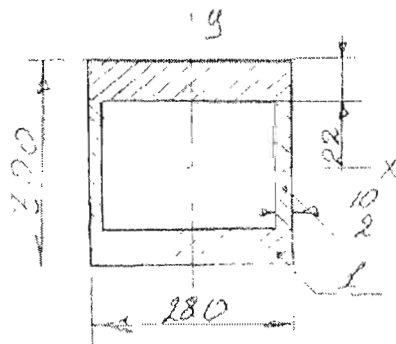


Рисунок 4.4 – Расчётная схема сечения балки

Расчёт осевых моментов инерции относительно оси X–X:

Элементы «1»:

$$I_{x1} = (I_{01} + F_1 + y_1^2) * 2, \quad (10)$$

где I_{01} – момент инерции элемента «1» относительно собственной центральной оси; F_1 – площадь элемента «1»; y_1 – координата центра тяжести элемента «1» от оси X–X.

$$y_1 = 150 - 11 = 139 \text{ мм}$$

$$I_{x1} = \left(\frac{28 * 2,2^3}{12} + 28 * 2,2 * 13,9^2 \right) * 2 = 23854 \text{ см}^4.$$

Элементы «2»:

$$I_{x2} = \frac{B * H^3}{12} * 2, \quad (11)$$

где $B=1$ см – толщина стенки; $H=300-44=256$ мм – высота стенки;

$$I_{x2} = \frac{1 * 25,6^3}{12} * 2 = 2796 \text{ см}^4.$$

Суммарный момент инерции $I_x \text{ см}^4$, равен:

$$I_x = I_{x1} + I_{x2}, \quad (12)$$

$$I_x = 23854 + 2796 = 26650 \text{ см}^4.$$

Момент сопротивления сечения $W_x \text{ см}^3$, равен:

$$W_x = \frac{I_x * 2}{H}, \quad (13)$$

где $H=300/2=150$ мм.

$$W_x = \frac{26650}{15} = 1780 \text{ см}^3.$$

Расчётное напряжение изгиба балки σ_u МПа, с учётом динамической нагрузки:

$$\sigma_u = \frac{M_u^{\max}}{W_x}. \quad (14)$$

$$\sigma_u = \frac{297 * 10^5}{1780} = 330 \text{ МПа}.$$

Применяется сталь марки 10ХСНД, предел текучести $\sigma_t=400$ МПа в состоянии поставки.

3. Траверса выдвигная левая (продольная балка)

Нагрузка и реакции опор – см. пункт 1.

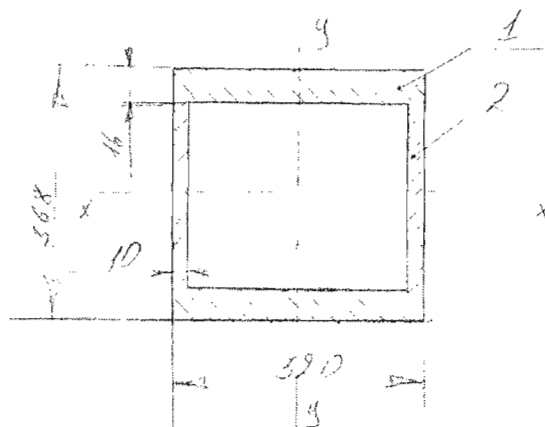


Рисунок 4.5 – Расчётная схема сечения балки

Момент инерции $I_X \text{ см}^4$, сечения относительно оси X-X:

$$I_X = I_{X1} - I_{X2} = \frac{B_1 * H_1^3}{12} - \frac{B_2 * H_2^3}{12} = \frac{32 * 36.8^3}{12} - \frac{30 * 33.6^3}{12} = 38063 \text{ см}^4.$$

Момент сопротивления $W_X \text{ см}^3$, сечения:

$$W_X = \frac{I_X * 2}{36.8} = 2069 \text{ см}^3.$$

Расчётное напряжение Q_{II} МПа, изгиба балки:

$$\sigma_{II} = \frac{M_{II}^{\max}}{W_{II}} = 287,1 \text{ МПа}.$$

Вывод: есть возможность увеличения прочности траверсы правой за счёт снижения прочности траверсы левой без увеличения суммарной массы траверс.

4. Рама захвата.

Схема нагрузки приведена на рисунке 4.6.

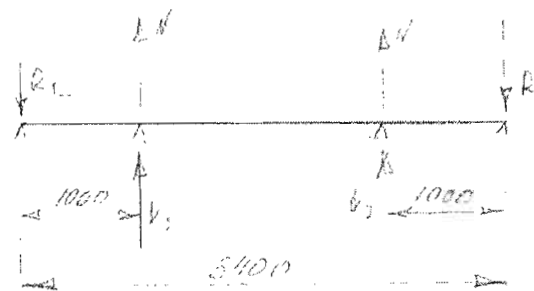
Действующие нагрузки:

– $R_1 = 77,4 \text{ т}$;

– $R_2 = 59,4 \text{ т}$;

$$N = R_1 - R_2 = 12 \text{ т}.$$

$$M_{II} = R_1 * 100 = 774 * 10^5 \text{ Н*см}.$$



Эпюра изгибающих моментов

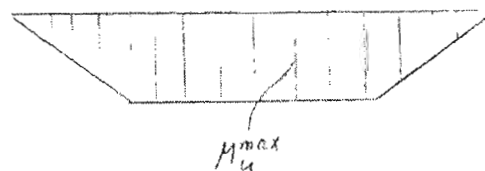


Рисунок 4.6 – Схема нагрузки на раму захвата

Расчёт поперечного сечения.

Схема поперечного сечения приведена на рисунке 4.7

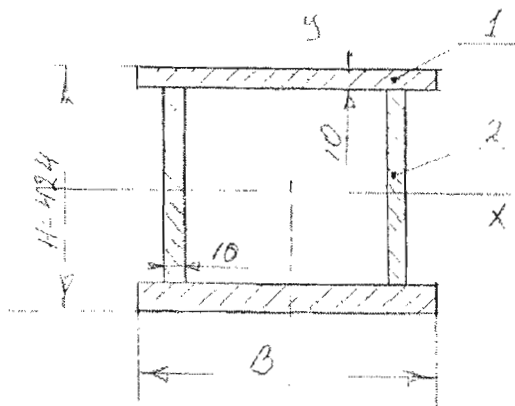


Рисунок 4.7 – Схема поперечного сечения

Определение ширины «В» сечения при заданных остальных параметрах и допуске напряжении $[\sigma_{и}]=320$ МПа

Момент сопротивления W_x см³, сечения:

$$W_x = \frac{M_{и}^{\max}}{[\sigma_{и}]} = \frac{774 \cdot 10^4}{3200} = 2418 \text{ см}^3.$$

Соответствующий момент инерции I_x см⁴ сечения:

$$I_x = W_x \cdot \frac{H}{2} = 2418 \cdot \frac{42,4}{2} = 51262 \text{ см}^4,$$

который составляется из суммы моментов инерции относительно оси «Х» элементов сечения «1» и «2» или

$$I_x = 2 \cdot B \cdot 1 \cdot 20,7^2 + 2 \cdot \frac{1 \cdot 40,4^3}{12} = 51262 \text{ см}^2$$

откуда определим значение «В». Здесь множители:

2 – учёт парности элементов «1» и «2»; 1 – толщина элементов в сантиметрах; 20,7 см – координата «у» центра тяжести элемента «1» от оси Х; 40,4 см – высота элемента «2».

$$B = \frac{51262 - 2 \cdot \frac{1 \cdot 40,4^3}{12}}{2 \cdot 20,7^2} = 47 \text{ см.}$$

При некотором увеличении высоты сечения рамы уменьшится ширина «В» силовых листов, что позволит отказаться от подпорных косынок для устойчивости кромок выпусков.

4.3 Расчёт гидроподвесок захвата

Расчётной схемой гидроподвесок захвата служит схема коррекции продольного перекоса контейнера со смещённым центром тяжести груза (см рисунок 5.3)

Гидроподвеска представляет собой гидроцилиндр, шток которого в режиме автоматической коррекции перемещается на определённую величину, вызывая перераспределение нагрузки между гидроподвесками.

Согласно схеме при смещении центра тяжести груза вправо на 1,5 метра наиболее нагружение получает одна из двух правых гидроподвесок $Q=13,4$ т. При давлении в гидросистеме $p=16$ МПа, такое усилие с запасом компенсирует гидроцилиндр $D=120$ мм при штоке $dШ=40-45$ мм. Ход штока при коррекции $L=860$ мм. Мощность работы гидроподвесок в режиме коррекции захвата:

$$N=2*Q*V,$$

где $Q=13,4$ т – усилие на гидроподвеске; $V=86/5\approx 17$ см/с – скорость перемещения штока на длине 860 мм за 5 секунд.

Тогда мощность гидропривода равна:

$$N=2*13400*86/5=4600000 \text{ Н*см/с}=46 \text{ кВт}.$$

Необходимый расход рабочей жидкости при этом составит:

$$Q = \frac{N}{p} = \frac{4600000}{160} = 28750 \text{ см}^3/\text{с} = 2,875 \text{ л/с}.$$

4.4 Грейфер гидравлический штанговый

Конструктивная схема грейфера приведена на рисунке 4.8.

В качестве аналога для разработки конструкции гидравлического грейфера принят серийно изготавливаемый по проекту 3319А НПО «Речпорт» грейфер для крана грузоподъёмностью 10 т. Принципиальным отличием разрабатываемого

трейфера от указанного аналога является наличие гидроцилиндра вместо четырёхкратного полиспаста.

Усилие на штоке гидроцилиндра должно быть равно усилию, которое создаёт четырёхкратный канатный полиспаст при зачерпывании груза.

$$N = S_{\text{злч}} * (Z_{\text{п}} - 1), \quad (15)$$

где $S_{\text{злч}}=100$ кН – усилие на замыкающем канате; $Z_{\text{п}}=4$ – кратность полиспаста.

$$N = 100 * (4 - 1) = 300 \text{ кН}.$$

Гидроцилиндр одностороннего действия. Рабочей является штоковая полость. Площадь поршня со стороны штока определяется формулой:

$$F = \frac{N}{p} + F_1, \quad (16)$$

где $p=16$ МПа - давление рабочей жидкости; $N=480$ кН – усилие на штоке; $F_1 \text{ см}^2$ – площадь сечения штока.

$$F_1 = \frac{\pi * d^2}{4}, \quad (17)$$

где d – диаметр штока =60 мм.

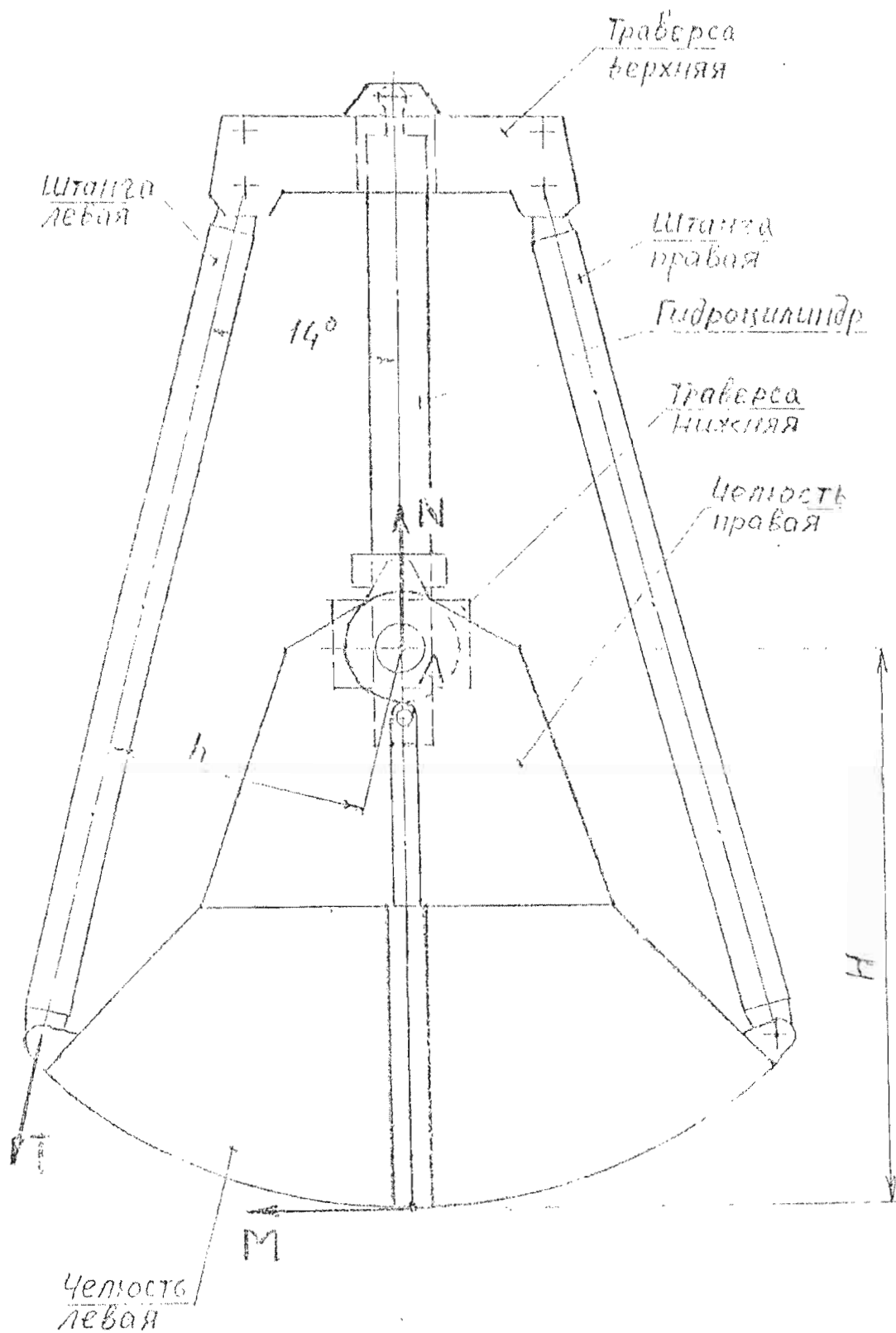


Рисунок 4.8 – Грейфер гидравлический штанговый

$$F_1 = \frac{3,14 * 6^2}{4} = 28,26 \text{ см}^2.$$

$$F = \frac{48000}{100} + 28,26 = 135,6 \text{ см}^2 .$$

Диаметр поршня D см, будет равен:

$$D = \sqrt{\frac{4 * F}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 * 135,6}{3,14}} = 13,14 \text{ см.}$$

Принят D=200 мм

Напряжение растяжения в сечении штока составит:

$$\sigma = \frac{N}{F_1} = \frac{48000}{28,26} = 169,85 \text{ МПа.}$$

При допустимом $[\sigma]=240$ МПа (для стали 5)

$L_{ш}=2000$ мм – ход штока. Принят конструктивно исходя из обеспечения перемещения челюстей из открытого помещения в закрытое.

Расчёт на прочность других элементов грейфера не производится, так как они приняты соответствующими аналогу и приведены в эксплуатации.

5 ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ РАСЧЁТ ГИДРООБЪЁМНОЙ ТРАНСМИССИИ КРАНА-МАНИПУЛЯТОРА

5.1 Транспортное передвижение крана-манипулятора

Движение по ровной твёрдой горизонтальной поверхности с максимальной скоростью ≈ 8 км/час, без учёта силы сопротивления воздуха и инерционной массы элементов привода. Работают насосы Н1, Н2 и НА5, все восемь гидромоторов М1...М8.

Зададимся рабочим давлением в гидросистеме при движении с максимальной скоростью $p=21$ МПа. Тогда перепад давления составит $\Delta p=19$ МПа

Требуемая сила тяги F кН, равна:

$$F = G_a * f = 200000 * 0,025 = 50 \text{ кН.}$$

Требуемый крутящий момент $M_{гм}$ Нм, на валу каждого гидромотора равен:

$$M_{гм} = \frac{F * R_k}{8 * i_p * \eta_p} = \frac{50 * 0,745}{8 * 50 * 0,8} = 116,4 \text{ Нм.}$$

Тогда рабочий объём $q_{гм}$ см³, каждого гидромотора должен составить:

$$q_{гм} = \frac{M_{гм}}{0,00159 * \Delta p * \eta_{гм}} = 40,56 \text{ см}^3.$$

Потребный расход Q л/мин, для привода каждых четырёх гидромоторов составит:

$$Q = \frac{q_{гм} * n_{гм} * 4}{\eta_{гг}}$$

Частота вращения каждого гидромотора $n_{гм}$ мин⁻¹, при $V=8$ км/ч составит:

$$n_{гм} = \frac{V * i}{0,377 * R_k} = \frac{8 * 50}{0,377 * 0,745} = 1424,2 \text{ мин}^{-1}.$$

Тогда:

$$Q = \frac{40,56 * 1424,2 * 4}{0,95 * 1000} = 243,2 \text{ л/мин.}$$

В этом случае максимальный рабочий объём q_n см³/об, насосов Н₁ и Н₂ составит:

$$q_{н} = \frac{243,2 * 1000}{2 * 1470 * 0,94} = 88 \text{ см}^3/\text{об}, (\text{с запасом в } 1,13\%)$$

Максимальный рабочий объём $q_{н}$ см³/об, насоса НА5 составит:

$$q_{н} = \frac{243,2 * 1000}{970 * 0,94} = 266,7 \text{ см}^3/\text{об}, (53,3\% \text{ от возможного})$$

Насос НА5 будет при этом развивать такое же рабочее давление $p=21$ МПа.

Потребная мощность N кВт, для привода одного насоса типа НП 90 составит:

$$N = \frac{p * q * n}{612 * 10^3 * \eta_{общ}} = \frac{21 * 88 * 1470}{612000 * 0,8} = 54,4 \text{ кВт}, (\text{при имеющейся } N=55 \text{ кВт})$$

Потребная мощность N кВт для привода одного насоса типа А4VSG500ЕО составит:

$$N = \frac{p * q * n}{612 * 10^3 * \eta_{общ}} = \frac{21 * 266,7 * 970}{612000 * 0,18} = 108,85 \text{ кВт}, (\text{при имеющейся } N=110 \text{ кВт})$$

Таким образом, необходимый баланс выдерживается.

При движении на максимальном подъёме 10% (уклон в 5,71°) при коэффициенте сопротивления качению $f=0,025$ потребная сила тяги F кН, составит:

$$F = G_a * (f + \sin \alpha) = 200000 * (0,025 + 0,1) = 250 \text{ кН}$$

Работают все 8 гидромоторов с максимальным рабочим объёмом $q_{гм} = 112 \text{ см}^3/\text{об}$.

Тогда давление в гидросистеме p МПа, составит:

$$p = \frac{F * R_k}{8 * i_p * \eta_p * 0,00159 * q_{гм} * \eta_{гм}} + 16 = \frac{250 * 0,745}{8 * 50 * 0,8 * 0,00159 * 112 * 0,95} + 16 = 36 \text{ МПа},$$

что несколько не достигает уровня настройки предохранительных клапанов ($p_{\max}=38$ МПа).

Использование полной мощности всех трёх электродвигателей Э1, Э2, Э3 ($2*55+110=220$ кВт) позволяет преодолевать максимальный подъём с уклоном в 10% со скоростью V км/ч, равной:

$$V = \frac{0,377 * R_k * N_{\Sigma} * 612 * 10^3 * \eta_{н} * \eta_{в}}{i_p * p * 8 * q_{гв}} = \frac{0,377 * 0,745 * 220 * 612 * 10^3 * 0,8 * 0,91}{50 * 360 * 8 * 112} = 1,706 \text{ км/ч}.$$

5.2 Рабочее передвижение крана

Движение по ровной асфальтобетонной поверхности с уклоном 1,5% и с учётом ветрового сопротивления $f=0,02$; $\alpha=0,86^\circ$; $W=35$ кН.

Требуемая сила тяги F кН, составит:

$$F = G_a * (f + \sin \alpha) + W = 200000 * (0,02 + 0,015) + 35 = 105 \text{ кН.}$$

Работают 4 гидроцилиндра (4 ведущих оси из восьми), питание подаётся от двух насосов H_1 и H_2 типа НП90.

Требуемый крутящий момент $M_{св}$ Н*м, на валу каждого гидромотора составит:

$$M_{св} = \frac{F * R_k}{4 * i_p * \eta_p} = \frac{105 * 0,745}{4 * 50 * 0,8} = 488,9 \text{ Н*м.}$$

При максимальном рабочем объёме $q_{\max} = 112 \text{ см}^3/\text{об}$, каждого гидромотора, давление p МПа, в гидросистеме составит:

$$p = \frac{M_{св}}{0,00159 * q_{\max} * \eta_v} + 16 = \frac{488,9}{0,00159 * 112 * 0,95} + 16 = 30,5 \text{ МПа,}$$

что укладывается в допустимое значение.

При использовании полной мощности электродвигателей Ξ_1 и Ξ_2 ($2 * 55 = 110$ кВт) скорость движения V км/ч, составит:

$$V = \frac{0,377 * R_k * N_{\Sigma} * 612 * 10^3 * \eta_u * \eta_{св}}{i_p * p * 4 * q_{\max}} = \frac{0,377 * 0,745 * 110 * 612 * 10^3 * 0,8 * 0,9}{50 * 30,5 * 4 * 112} = 2,01 \text{ км/ч,}$$

что соответствует требуемой скорости перемещения 1,8 км/ч (0,5 м/с).

6 РАСЧЁТ НАГРУЗОК НА ОПОРЫ КРАНА

6.1 Определение нагрузок на опорные плиты домкратов выносных опор

Наибольшее значение нагрузок на опорные плиты домкратов выносных опор возникает при работе крана–манипулятора на перегрузке контейнеров, когда масса груза с захватом составляет 16 т., а вылет стрелы равен 25 метров.

Расчётная схема расположения опорных плит домкратов приведена на рисунке 6.1

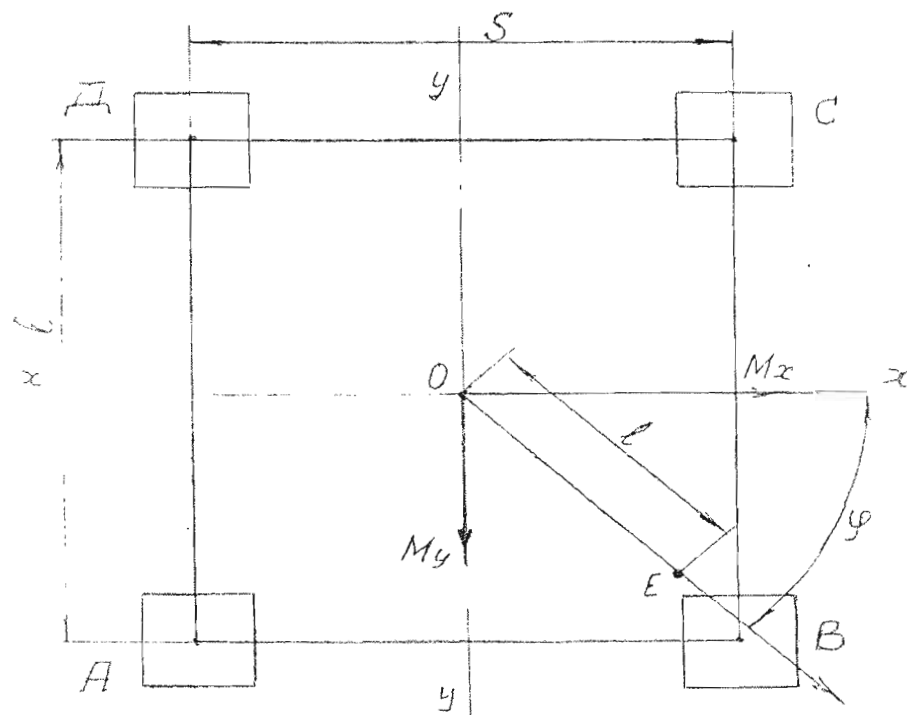


Рисунок 6.1.–Расчётная схема расположения опорных плит домкратов.

АБСД–опорные плиты домкратов;

О–ось вращения крана;

Е–центр тяжести поворотной части крана.

Наличие домкратов, на которые опирается кран в процессе работы позволяет рассматривать конструкцию портала как жёсткую раму.

Величина опорных давлений V_A , V_B , V_C , V_D , определяются по формуле:

$$V_{A,C} = \frac{G_0}{4} (1 \mp 2 \frac{t_0}{S}) \mp \frac{M_x}{2 * S} \pm \frac{M_y}{2 * b} k_1 + \frac{G_1}{4} (1 \mp 2 \frac{t_1}{S});$$

$$V_{B,D} = \frac{G_0}{4} (1 \pm 2 \frac{t_0}{S}) \pm \frac{M_x}{2 * S} \pm \frac{M_y}{2 * b} k_2 + \frac{G_1}{4} (1 \pm 2 \frac{t_1}{S}), \quad (1)$$

где $G_0 = Q + G_{II} + G_c = 16 + 22,8 + 51,04 = 89,84$ т, – масса поворотной части крана с грузом; $Q = 16$ т – масса груза; $G_{II} = 22,8$ т – масса поворотной платформы; $G_c = 51,04$ т – масса стрелы с противовесом; $G_1 = 86$ т – масса портала с пневматическими тележками; $S = 9,5$ м – расстояние между опорными плитами домкратов вдоль пути движения крана; $b = 10,5$ м – расстояние между опорными плитами домкратов поперёк пути движения крана; $t_0 = t_1 = 0$ – расстояние центра тяжести поворотной части и ходовой части портала от оси вращения крана; $k_1 = k_2 = 1$ – коэффициенты; M_x и M_y – соответствующие моменты в плоскостях X–X и Y–Y;

$$M_x = G_0 * L * \cos \varphi + M_{H/X};$$

$$M_y = G_0 * L * \sin \varphi + M_{H/Y}, \quad (2)$$

где $L = 5,3$ м – расстояние от оси вращения крана до центра тяжести поворотной части; $\varphi = 45^\circ$ – угол поворота стрелы; $M_{H/X}$ – момент, вызываемый действием силы ветра и силы инерции подъёма (опускания) груза (наклон крана отсутствует, так как выравнивается гидроприводами).

$$M_{H/X} = M_B + M_{II}, \quad (3)$$

где M_B – момент, вызываемый давлением ветра тм.

$$M_B = (4,85 * 12) + (1 * 16,5) = 74,7 \text{ тм}$$

M_{II} – момент, создаваемый действием силы инерции подъёма (опускания) груза тм,

$$M_{II} = \frac{Q * V_1}{q * t_1} (21 - 7) = \frac{16 * 10}{9,81 * 2,5} (21 - 7) = 9,13 \text{ тм}.$$

$V_1 = 1$ м/с – скорость подъёма (опускания) груза массой 16 т;

$t_1 = 2,5$ с – время торможения (пуска) механизма подъёма;

$q = 9,81$ м/с² – ускорение силы тяжести (ускорение свободного падения);

$$M_{H/X} = M_{H/Y} = 74,7 + 9,13 = 83,83 \text{ тм}.$$

$$M_x = 89,84 * 5,3 * 0,71 + 83,83 = 421,8 \text{ тм}.$$

$$M_y = 89,84 * 5,3 * 0,71 + 83,83 = 421,8 \text{ тл.}$$

Величина давления V т, на опоры А, В, С, D:

$$V_A = \frac{89,84}{4} - \frac{421,8}{2 * 9,5} + \frac{421,8}{2 * 10,5} + \frac{86}{4} = 41,84 \text{ т.}$$

$$V_B = \frac{89,84}{4} + \frac{421,8}{2 * 9,5} + \frac{421,8}{2 * 10,5} + \frac{86}{4} = 86,24 \text{ т.}$$

$$V_C = \frac{89,84}{4} + \frac{421,8}{2 * 9,5} - \frac{421,8}{2 * 10,5} + \frac{86}{4} = 46,07 \text{ т.}$$

$$V_D = \frac{89,4}{4} - \frac{421,8}{2 * 9,5} - \frac{421,8}{2 * 10,5} + \frac{86}{4} = -1,56 \text{ т.}$$

В связи с тем, что опора «D» имеет отрицательную нагрузку, то есть отрыв, рассматриваются случаи когда опорные давления приходятся на три опоры – А, В и С.

При принятых обозначениях и расчётной схеме эти давления определяются формулами:

$$V_A = \frac{G_0}{2} (1 - 2 \frac{t_0}{S}) - \frac{M_x}{S} + \frac{G_1}{2} (1 - 2 \frac{t_1}{S}).$$

$$V_B = G_0 \frac{t_0}{S} + \frac{M_x}{S} + \frac{M_y}{b} + G_1 \frac{t_1}{S}.$$

$$V_C = \frac{G_0}{S} - \frac{M_y}{b} + \frac{G_1}{2}.$$

$$t_0 = t_1 = 0$$

Подставляя значения получим:

$$V_A = \frac{89,84}{2} - \frac{421,8}{9,5} + \frac{86}{2} = 43,52 \text{ т.}$$

$$V_B = \frac{421,8}{9,5} + \frac{421,8}{10,5} = 84,57 \text{ т.}$$

$$V_C = \frac{89,84}{2} - \frac{421,8}{10,5} + \frac{86}{2} = 47,74 \text{ т.}$$

6.2 Определение нагрузок на колёса ходовых тележек и колёса выносных опор при передвижении крана с поднятым грузом

При передвижении крана с грузом в процессе работы, стрела на

минимальном вылете с наклонённым в сторону портала хоботом установлена перпендикулярно пути передвижения. Противовес выдвинут на максимальное удаление его центра тяжести от оси вращения поворотной платформы крана. Передвижение осуществляется по подкрановым балкам, жёсткость которых исключает влияние осадки грунта.

Расчётная схема приведена на рисунке 6.2

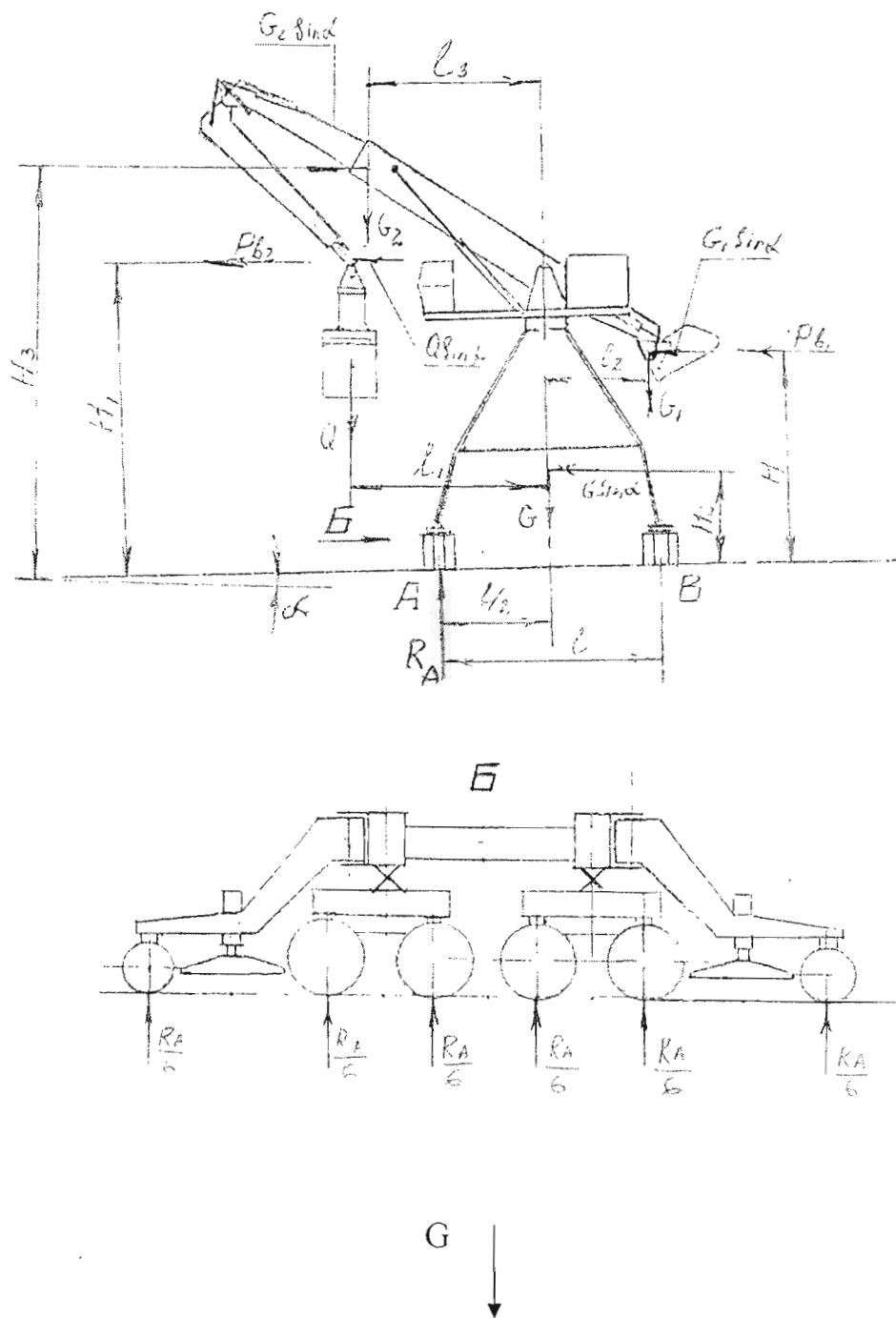


Рисунок 6.2 – Расчётная схема для определения нагрузок на колёса ходовых гележек и колёса выносных опор при передвижении крана с поднятым грузом

Наибольшую нагрузку будут воспринимать колёса, расположенные по линии ребра А, при этом учитывается сила давления ветра рабочего состояния. Инерционные нагрузки не учитываются, так как подъём груза и установка стрелы в положение для передвижения крана производится при опирании крана на домкраты выносных опор. После окончания передвижения крана он устанавливается на домкраты выносных опор, после чего производится установка груза на место складирования.

Суммарная реакция колёсных опор R_A т, определяется из выражения:

$$\Sigma R_A = \frac{1}{1} \left\{ Q \left[\left(l_1 + \frac{1}{2} \right) + \sin \alpha * H_1 \right] + G \left(\frac{1}{2} + \sin \alpha * H_2 \right) + G_1 \left[\left(\frac{1}{2} - l_2 \right) + \sin \alpha * H \right] + G_2 \left[\left(l_3 + \frac{1}{2} \right) + \sin \alpha * H_3 \right] + P_{b1} H + P_{b2} H_1 \right\} \quad (4)$$

где, $Q=16$ т. – масса груза; $G=86$ т. – масса портала крана; $G_1=79,04$ т. – масса поворотной платформы и хвостовой части стрелы с противовесом; $G_2=51,04$ т. – масса стрелы с хоботом; $P_{b1}=4.85$ т. – сила давления ветра на кран; $P_{b2}=1,0$ т. – сила давления ветра на груз; $l=10,5$ м; $l_1=8,5$ м; $l_2=5,1$ м; $l_3=8,72$ м; $H=12$ м; $H_1=14,5$ м; $H_2=5$ м; $H_3=18$ м; - плечи сил; $\alpha=3^\circ$ – угол наклона территории в поперечном направлении к движению крана.

$$\Sigma R_A = \frac{1}{105} \left\{ 16 \left[\left(8,5 + \frac{105}{2} \right) + \sin 3 * 14,5 \right] + 86 \left(\frac{105}{2} + \sin 3 * 5 \right) + 79,04 \left[\left(\frac{105}{2} - 5,1 \right) + \sin 3 * 12 \right] + 51,04 \left[\left(8,72 + \frac{105}{2} \right) + \sin 3 * 18 \right] + 4,85 * 12 + 1 * 14,5 \right\} = 113,6$$

ΣR_A – нагрузка на шесть колёсных осей, каждая из которых имеет два колеса.

Нагрузка на одно колесо составит:

$$\frac{R_A}{6 * 2} = \frac{113,6}{12} = 9,46 \text{ т.}$$

Что не превышает проектируемую допустимую нагрузку на одно колесо, равную 12,5 т.

6.3 Расчёт металлоконструкции выносной опоры

Расчётная схема и характеристики расчётных сечений приведены на рисунке 6.3.

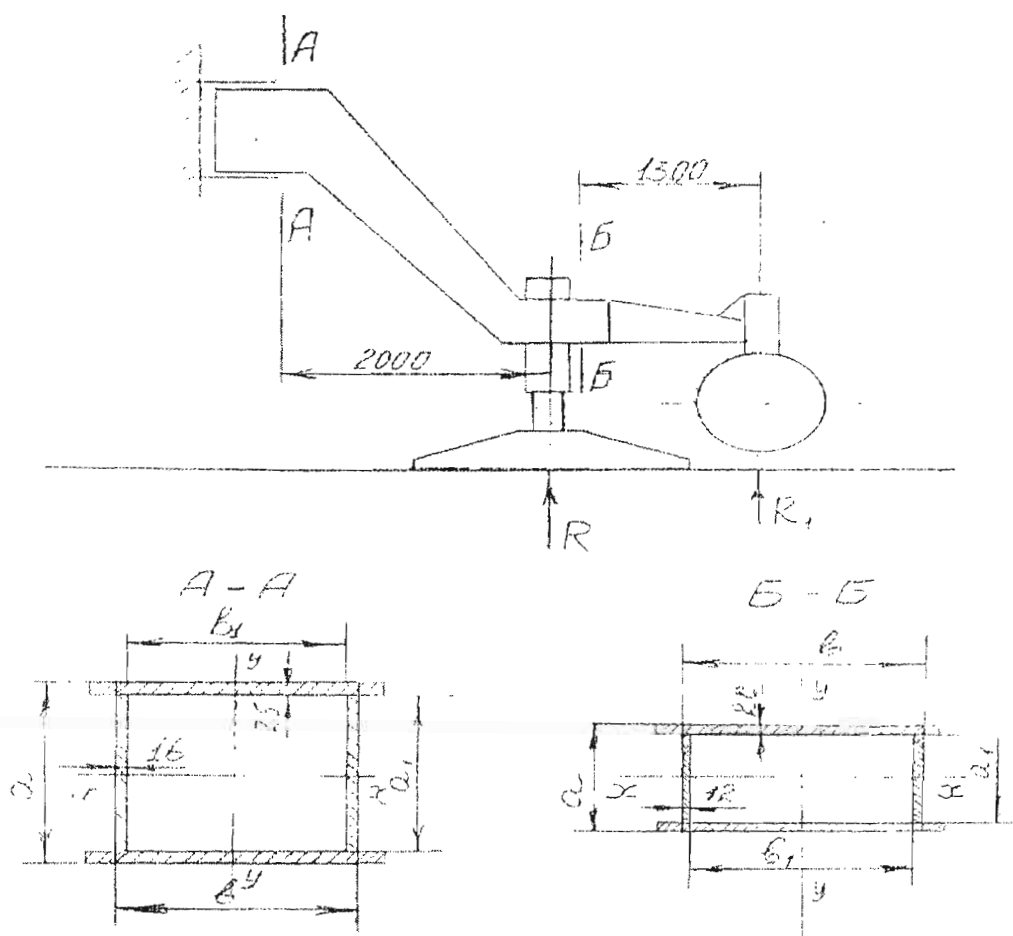


Рисунок 6.3 – Расчётная схема выносной опоры

$$a=70 \text{ см}; a_1=65 \text{ см}$$

$$a=35 \text{ см}; a_1=31 \text{ см}$$

$$b=65 \text{ см}; b_1=61,8 \text{ см}$$

$$b=65 \text{ см}; b_1=62,6 \text{ см}$$

Напряжение в сечении А-А от изгибающего момента, создаваемого реакцией опоры R составит:

$$\sigma=R*200*k_d/W_x, \quad (5)$$

где $R=131800$ кг – реакция от нагрузки на опорную плиту домкрата; $k_d=1,3$ – коэффициент, учитывающий динамику действия нагрузок; W_x – момент сопротивления сечения А-А см³.

$$W_X = \frac{b \cdot a^3 - b_1 \cdot a_1^3}{6 \cdot a} = \frac{65 \cdot 70^3 - 61,8 \cdot 65^3}{6 \cdot 70} = 12674 \text{ см}^3.$$

$$\sigma = 131800 \cdot 200 \cdot 1,3 / 12674 = 270,4 \text{ МПа} < [\sigma].$$

$[\sigma] = 350 \text{ МПа}$ - допустимый предел для стали 10ХСНД-12

Напряжение в сечении Б-Б от изгибающего момента, создаваемого реакцией R_1 составит:

$$\sigma = R_1 \cdot 130 \cdot k_D / W_X,$$

где $R_1 = 12,34 \cdot 2 = 24,68 \text{ т} = 24680 \text{ кг}$ - нагрузка на ось опорного колеса; 130 см - плечо действия силы; W_X - момент сопротивления сечения Б-Б.

$$W_X = \frac{b \cdot a^3 - b_1 \cdot a_1^3}{6 \cdot a} = \frac{65 \cdot 35^3 - 62,6 \cdot 31^3}{6 \cdot 35} = 4390 \cdot \text{см}^3.$$

$$\sigma = 24680 \cdot 130 \cdot 1,3 / 4390 = 95 \text{ МПа} < [\sigma].$$

6.4 Расчёт металлоконструкции опоры опорной фермы портала

Рассматривается расчётный случай, когда кран находится в транспортном положении и передвигается со скоростью 8 км/час. Расчётная схема и расчётные сечения опоры приведены на рисунке 6.3. При опирании портала на шесть ходовых тележек реакции в шарнире опоры $R = 34 \text{ т} = 34000 \text{ кг}$. В этом случае опора портала в сечении А-А удерживается шарниром штока стягивающего гидроцилиндра.

Напряжение в сечении А-А от изгибающего момента, создаваемого реакцией R составит:

$$\sigma_{AA} = R \cdot L \cdot k_D / W_X, \quad (6)$$

где $R = 28666 \text{ кг}$ - реакция опоры при равномерном распределении массы крана на шесть колёсных тележек; $L = 575 \text{ см}$ - плечо силы; $k_D = 1,5$ - коэффициент, учитывающий динамику действующих нагрузок и возможную неравномерность распределения массы крана по тележкам; W_X - момент сопротивления сечения А-А.

$$W_X = \frac{b \cdot a^3 - b_1 \cdot a_1^3}{6 \cdot a} = \frac{60 \cdot 90^3 - 57,6 \cdot 86^3}{6 \cdot 90} = 13154 \text{ см}^3.$$

$$\sigma_{AA} = 2866,6 \cdot 575 \cdot 1,5 / 13154 = 188 \text{ МПа} < [\sigma].$$

При отрыве двух средних холостых тележек от поверхности дороги кран опирается на приводные тележки. Реакция в шарнире опоры, при равномерном распределении массы крана по тележкам, составит $R1=43000$ кг. В этом случае стягивающий гидроцилиндр сбрасывает давление и опора портала сечением В–В упирается в стрелу крана.

Напряжение в сечении В–В от изгибающего момента, создаваемого реакцией $R1$ составит:

$$\sigma_{BB} = R1 * L1 * k_{дл} / W_X,$$

где $R1=43000$ кг; $L1=350$ см; W_X – момент сопротивления сечения В–В.

$$W_X = \frac{b * a^3 - b_1 * a_1^3}{6 * a} = \frac{50 * 80^3 - 47,6 * 76^3}{6 * 80} = 9802 \text{ см}^3.$$

$$\sigma_{BB} = 43000 * 350 * 1,5 / 9802 = 230,3 \text{ МПа} < [\sigma].$$

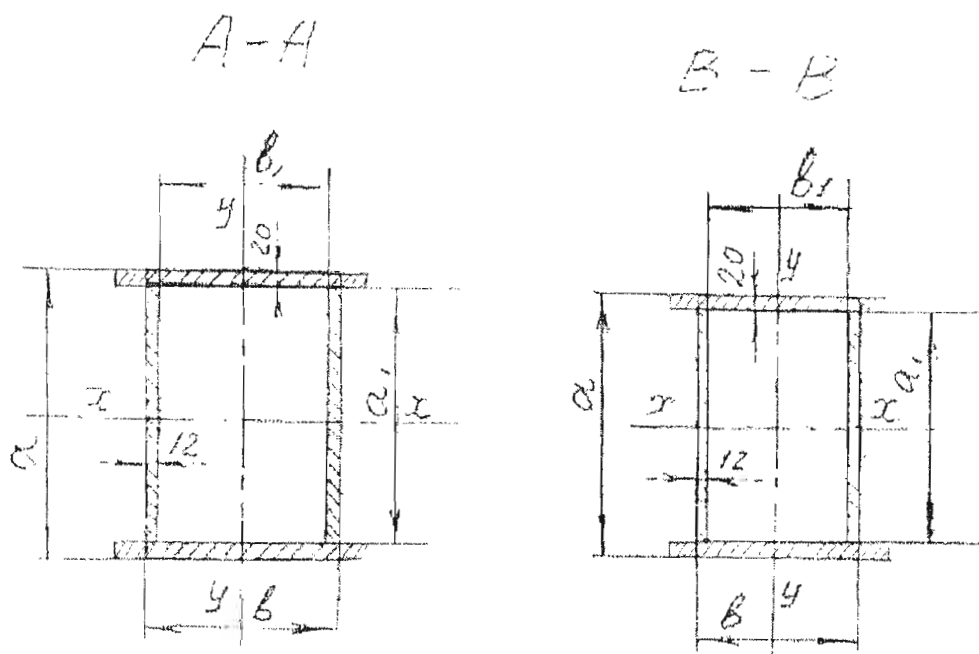
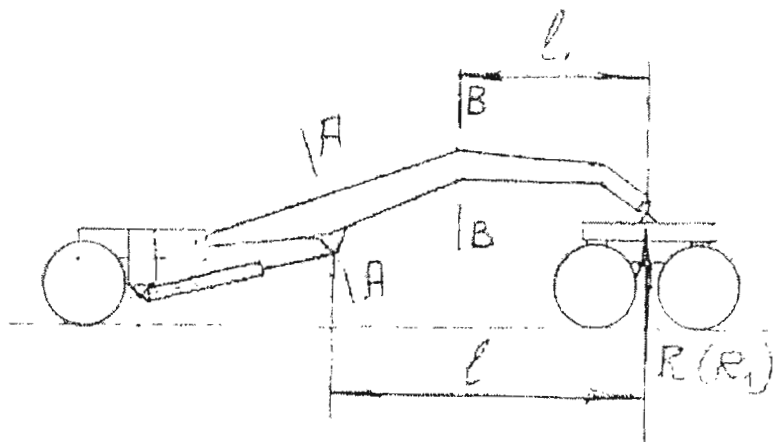


Рисунок 6.4 – Расчётная схема опоры опорной фермы портала

$a=90$ см; $a_1=86$ см.

$a=80$ см; $a_1=76$ см.

$b=60$ см; $b_1=57,6$ см.

$b=50$ см; $b_1=47,6$ см.

$L=575$ см

$L=350$ см

7 РАСЧЁТ УСТОЙЧИВОСТИ КРАНА МАНИПУЛЯТОРА

7.1 Грузовая устойчивость

7.1.1 Первый расчётный случай

Кран – манипулятор в рабочем состоянии опирается на гидродомкраты четырёх выносных опор и не передвигается с грузом. Наличие следящей системы за обеспечением горизонтальности расположения портала крана исключает влияние наклона подкранового основания к горизонту. Стрела крана расположена перпендикулярно к ребру опрокидывания, находится на вылете 21 метр с грузом 36 тонн = 360000 Н. Указанный вылет и вес груза создают наибольший опрокидывающий момент.

Расчётная схема приведена на рисунке 7.1. Грузовая устойчивость рассчитывается относительно ребра «А».

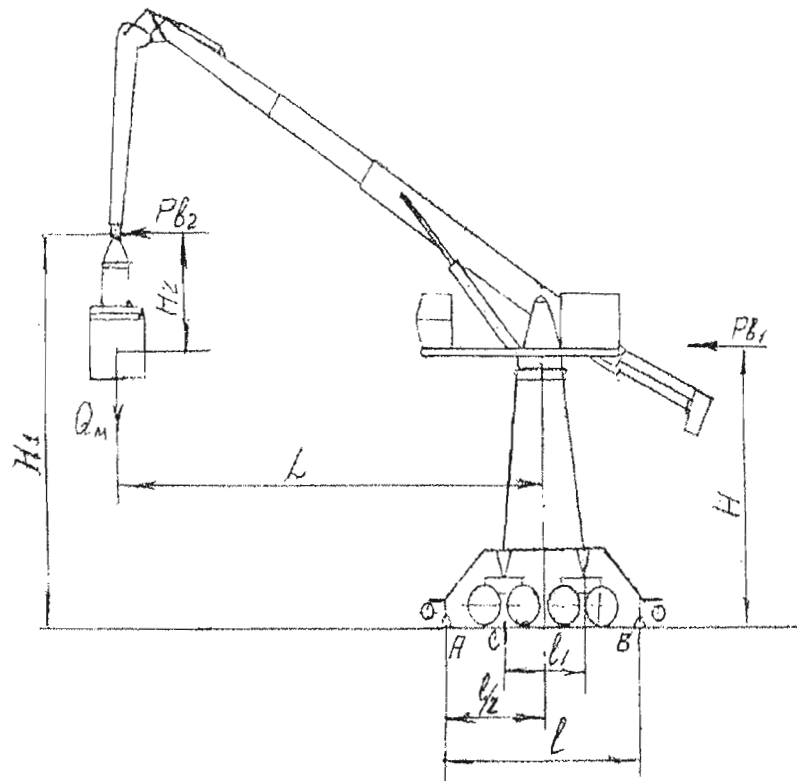


Рисунок 7.1 – Расчётная схема грузовой устойчивости (первый случай)

Коэффициент K_1 , грузовой устойчивости определяется по формуле:

$$K_1 = \frac{1}{G(L - \frac{l}{2})} \left[G_k * \frac{l}{2} - \frac{G * n^2 * L * H_1}{900 - n^2 * H_2} - \frac{Q * V_1}{t_1} (L - \frac{l}{2}) - \frac{(Q + m'_c) * V'_3 * H}{t_3} - \frac{(Q + m''_c) * V''_3}{t_3} (L - \frac{l}{2}) - P_{b1} * H - P_{b2} * H \right] \geq 1.15, \quad (1)$$

где: $G_k=1720000$ Н – вес крана; $G=160000$ Н – вес груза; $Q=16000$ кг – грузоподъёмность крана; $L=25$ м – наибольший вылет при указанной грузоподъёмности; $l/2=4,75$ м – расстояние от центра тяжести крана до ребра опрокидывания; $H=12$ м; $H_1=16,5$ м; $H_2=4$ м – плечи сил; $N=12$ об/мин – частота вращения крана на максимальном вылете и предельной грузоподъёмности; $V_1=1$ м/с – скорость подъёма (опускания) груза весом 16 тонн; $t_1=2,5$ с – время пуска (торможения) механизма подъёма; $t_3=2$, с – время пуска (торможения) механизма изменения вылета; $V'_1=1$ м/с и $V''_3=1$ м/с – скорости горизонтального и вертикального перемещения груза.

Ветровая нагрузка на кран в рабочем состоянии определяется по формуле:

$$P_{b1} = S_k * p = 194 * 250 = 48500 \text{ Н}, \quad (2)$$

где $S_k=194$ м² – наветренная площадь крана; $p=250$ Па – динамическое давление ветра;

Ветровая нагрузка на груз с захватным приспособлением:

$$P_{b2} = S_2 * p = 40 * 250 = 10000 \text{ Н}, \quad (3)$$

где $S_2=40$ м² – наветренная площадь контейнера и захвата; m'_c и m''_c – масса стрелового устройства с оборудованием, приведённая к точке подвеса груза.

Учитывая, что вылет стрелы является установленным движением, а изменение угла наклона хобота не совмещается с вылетом, значения m'_c и m''_c приняты как для прямой стрелы:

$$m'_c = m''_c = m_c / 3 = 18000 / 3 = 6000 \text{ кг},$$

где m_c – масса передней части стрелы с хоботом;

$$K_1 = \frac{1}{160000(25 - 4,75)} \left[1720000 * 4,75 - \frac{160000 * 1,2^2 * 25 * 16,5}{900 - 12^2 * 4} - \frac{16000 * 1}{2,5} (25 - 4,75) - \right]$$

$$- \left] \frac{(16000 + 6000) * 1}{2,5} * 16,5 - \frac{(16000 + 6000) * 1}{2,5} * (25 - 4,75) - 48500 * 12 - 10000 * 16,5 \right] = 1,86$$

> 1,15.

7.1.2 Второй расчётный случай

При условиях рассмотренного первого случая грузовой устойчивости крана, но при стреле, расположенной под углом 45° к ребру опрокидывания проверяется запас устойчивости крана с учётом касательной силы инерции $F_{ик}$ и центробежной силы $F_{иц}$ при торможении или пуске механизма вращения крана.

Расчётная схема приведена на рисунке 7.2

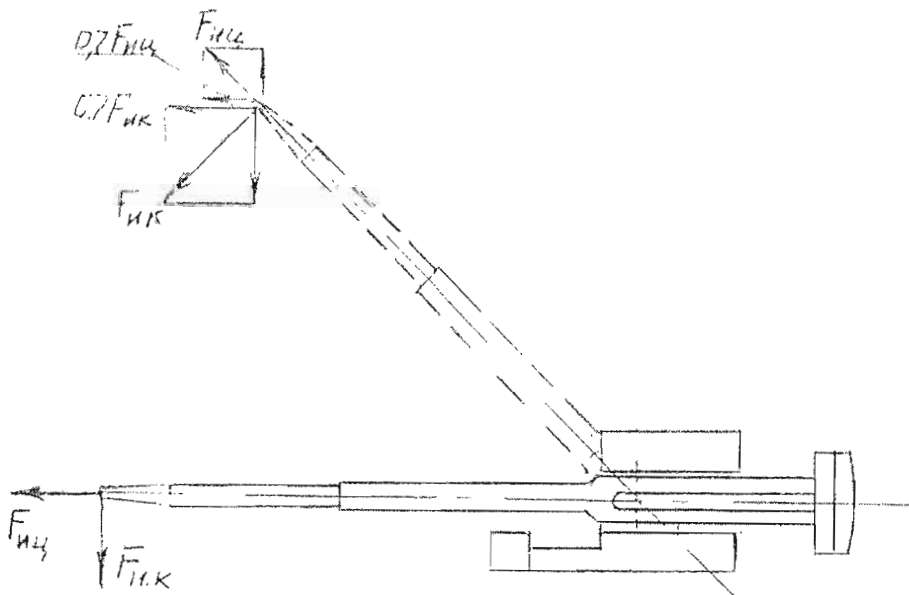


Рисунок 7.2 – Расчётная схема грузовой устойчивости крана (второй случай)

Коэффициент K_1'' , запаса устойчивости определяется по формуле:

$$K_1'' = \frac{1}{0,7G(L - \frac{l}{2})} \left[G_k * \frac{l}{2} - \frac{0,7G * n^2 * L * H_1}{900 - n^2 * H_2} - \frac{66(Q + m_c) * n * L * H_1}{(900 - n^2 * H_2)t_4} - \frac{0,7Q * V_1}{t_1} \left(L - \frac{l}{2} \right) - \right.$$

$$\left. - 0,7 \frac{(Q + m_c) * V_3}{t_3} * H - 0,7 \frac{(Q + m_c) * V_3''}{t_3} \left(L - \frac{l}{2} \right) - 0,7P_{b1} * H - P_{b2} * H_1 \geq 1,5, \quad (4) \right.$$

где $t_4=5$ с – время пуска (торможения) механизма вращения поворотной

платформы.

Остальные обозначения приведены выше, при рассмотрении первого расчётного случая грузовой устойчивости.

$$K_1 = \frac{1}{0,7 * 160000(25 - 4,75)} \left[1720000 * 4,75 - \frac{0,7 * 160000 * 1,2^2 * 25 * 16,5}{900 - 12^2 * 4} \right] - \left[- \frac{66 * (160000 + 6000) * 1,2 * 25 * 16,5}{(900 - 12^2 * 4) * 5} - 0,7 * \frac{16000 * 1}{2,5} (25 - 4,75) - 0,7 * \frac{(16000 + 6000) * 1}{2,5} * 16,5 - \right] - \left[- 0,7 * \frac{16000 * 1}{2,5} (25 - 4,75) \right] - 0,7 * 485000 * 12 - 10000 * 16,5] = 2,31 > 1,5$$

7.1.3 Третий расчётный случай

Расчётная схема соответствует рисунку 10.1.1. Коэффициент K_1''' , грузовой устойчивости определяется при отсутствии воздействия сил инерции и ветра:

$$K_1''' = \frac{G_k * \frac{l}{2}}{G * \left(L - \frac{l}{2} \right)} \geq 1,4 . \quad (5)$$

$$K_1''' = \frac{1720000 * 4,75}{160000 * (25 - 4,75)} = 2,52 > 1,4.$$

7.1.4 Грузовая устойчивость крана при передвижении с грузом

Во время передвижения крана с грузом все другие механизмы заблокированы и не могут включиться в работу. До начала передвижения стрела с подвешенным грузом устанавливается перпендикулярно пути движения. При передвижении крана с грузом со стрелой, расположенной вдоль пути передвижения заведомо не обеспечивается устойчивость крана независимо от вылета стрелы, так как при передвижении расчётная опорная база ходовых тележек составит четыре метра.

Расчётная схема приведена на рисунке 7.3.

По приведённой расчётной схеме устойчивость крана проверяется относительно ребра «С».

Удерживающий момент, создаваемый весом крана и груза уменьшается от

влияния наклона территории.

Опрокидывающий момент в сторону передвижения создаётся ветровой нагрузкой рабочего состояния и действием сил инерции, возникающих при движении крана.

Коэффициент $K_{ин}$ запаса устойчивости при передвижении определяется по формуле:

$$K_{ин} = \frac{G_k * \left(\frac{1}{2} - \sin \alpha * H \right) + G * \left(\frac{1}{2} - \sin \alpha * H_1 \right)}{P_{b1} * H + P_{b2} * H_1 + \frac{Q * V_2 * H_1}{t_2} + \frac{m_k * V_2 * H}{t_2}} \geq 1.15. \quad (6)$$

Расчётная схема грузовой устойчивости крана при передвижении с грузом приведена на рисунке 7.3

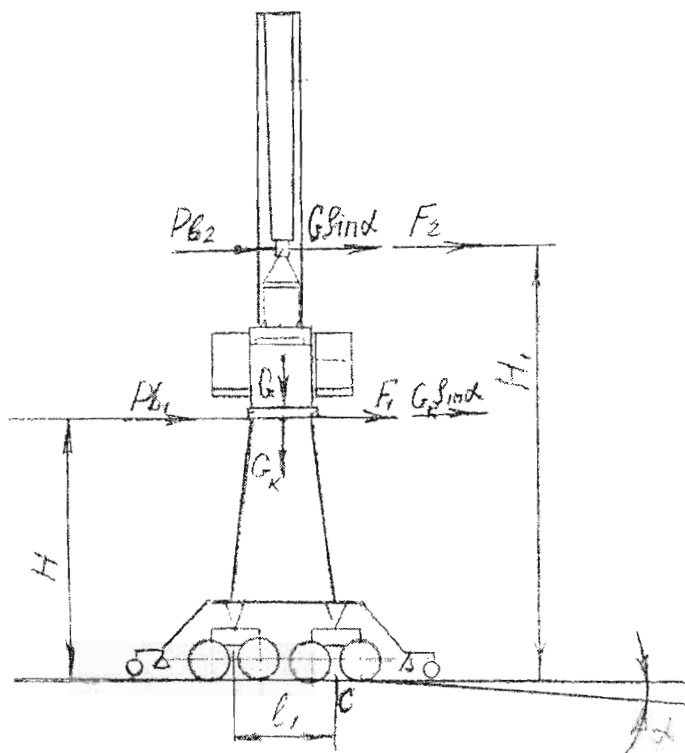


Рисунок 7.3 – Расчётная схема грузовой устойчивости крана при передвижении с грузом

Где $\alpha=3^\circ$ – Угол наклона подкранового основания к горизонту; $V_2=0,5$ м/с – скорость передвижения крана; $t_2=1$ с – время пуска (торможения) механизма передвижения; $m_k=172000$ кг – масса крана.

Остальные обозначения приведены в выше рассмотренных случаях.

$$K_{III} = \frac{172000 \left(\frac{4}{2} - \sin 3^\circ * 12 \right) + 160000 \left(\frac{4}{2} - \sin 3^\circ * 16,5 \right)}{48500 * 12 + 10000 * 16,5 + \frac{16000 * 0,5}{1} * 16,5 + \frac{172000 * 0,5}{1} * 12} = 1.68 > 1,15.$$

7.2 Собственная устойчивость крана

Расчёт собственной устойчивости крана выполнен при его опирании только на ходовые приводные тележки. Гидродомкраты выносных опор и дополнительные опорные колёса подняты.

Устойчивость крана проверяется относительно ребра «Д» при возможном опрокидывании от действия ветровой нагрузки нерабочего состояния в сторону противовеса, при этом противовес полностью выдвинут в сторону опрокидывания.

Удерживающий момент, создаваемый весом частей крана, уменьшается от влияния наклона крана.

Коэффициент K_2 собственной устойчивости определяется по формуле:

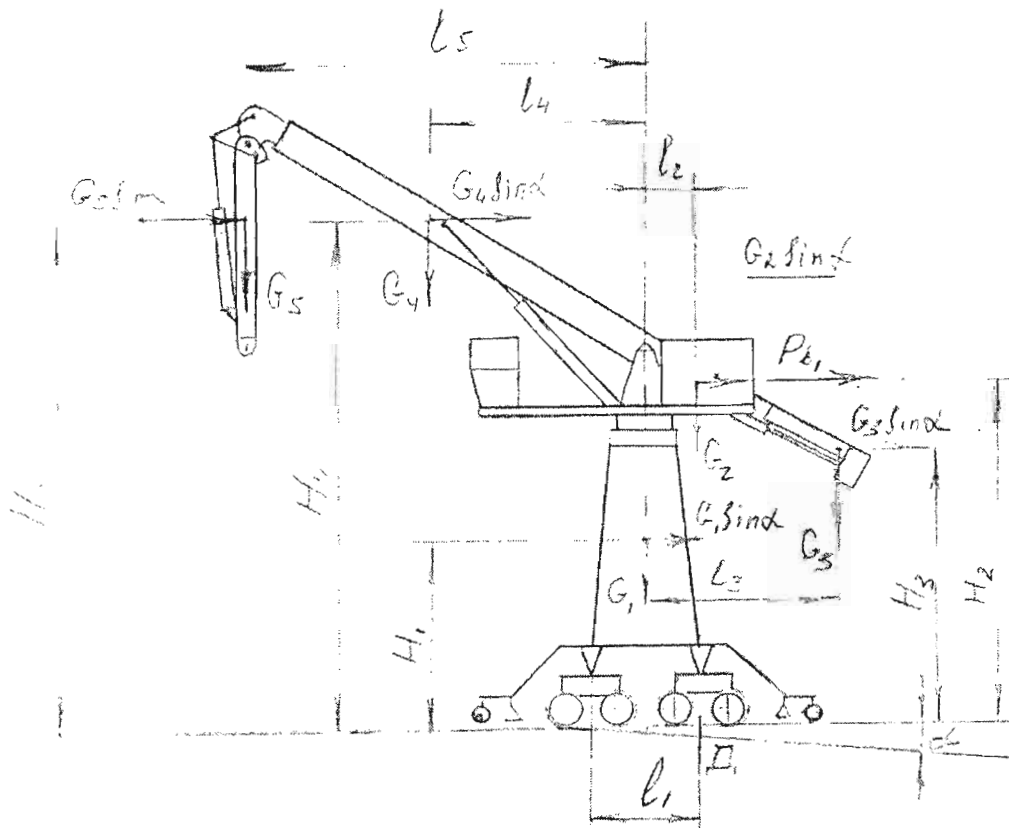


Рисунок 7.4 – Расчётная схема для определения собственной устойчивости крана

$$K_2 = \frac{1}{P_{bl} * H_2 + G_3 \left[\left(l_3 - \frac{l_1}{2} \right) + H_3 * \sin \alpha \right]} \left\{ G_1 \left(\frac{l_1}{2} - H_1 * \sin \alpha \right) + G_2 \left[\left(\frac{l_1}{2} - l_2 \right) - H_2 * \sin \alpha \right] + \right. \\ \left. + G_4 \left[\left(l_4 + \frac{l_1}{2} \right) - H_4 * \sin \alpha \right] + G_5 \left[\left(l_5 + \frac{l_1}{2} \right) - H_5 * \sin \alpha \right] \right\} \geq 1.15, \quad (7)$$

где $G_1=860000$ Н – вес портала; $G_2=228000$ Н – вес поворотной платформы; $G_3=380800$ Н – вес противовеса с хвостовой частью стрелы; $G_4=230000$ Н – вес передней части стрелы с оборудованием; $G_5=26700$ Н – вес хобота; $L_1=4$ м; $L_2=1,42$ м; $L_3=6,58$ м; $L_4=7,1$ м; $L_5=14,1$ м; $H_1=5$ м; $H_2=12$ м; $H_3=9,5$ м; $H_4=18$ м; $H_5=18,2$ м; – плечи сил; $\alpha=3^\circ$ – угол наклона подкранового основания к горизонту; P_{bl} – давление ветра на кран в нерабочем положении.

$$P_{bl} = S_K * p_l, \quad (8)$$

где S_K – расчётная наветренная площадь крана.

$$S_K = 194 \text{ м}^2, \quad (9)$$

где $p_l=400$ Па – динамическое давление ветра на кран в нерабочем положении.

$$P_{bl} = 194 * 400 = 77600 \text{ Н}.$$

$$K_2 = \frac{1}{77600 * 12 + 380800 * \left[\left(6,58 - \frac{4}{2} \right) + 9,5 * \sin 3^\circ \right]} \left\{ 860000 * \left(\frac{4}{2} - 5 * \sin 3^\circ \right) + 228000 * \left[\left(\frac{4}{2} - 1,42 \right) - 12 * \sin 3^\circ \right] + \right. \\ \left. + 230000 * \left[\left(7,1 + \frac{4}{2} \right) - 18 * \sin 3^\circ \right] + 26700 * \left[\left(14,1 + \frac{4}{2} \right) - 18,2 * \sin 3^\circ \right] \right\} = 1,73 > 1,15.$$

7.3 Заключение по результатам расчёта устойчивости крана – манипулятора

Методическое выполнение расчётов устойчивости крана проверено по рекомендациям, изложенным в «Справочнике по кранам» (изд. «Машиностроение» 1988 г. 184 стр.)

В соответствии с требованиями Правил устройства и безопасной эксплуатации грузоподъёмных кранов (ПБ 10-382-00) выполнен расчёт грузовой и собственной устойчивости крана – манипулятора.

Грузовая устойчивость крана рассматривается для четырёх основных случаев.

Выполненные расчёты подтвердили, что грузовая устойчивость крана обеспечивается со следующими значениями коэффициентов запаса устойчивости:

- коэффициент грузовой устойчивости при учёте всех действующих нагрузок рабочего состояния (без передвижения крана) $K_1=1,86$ при нормативном минимальном значении этого коэффициента, равном 1,15;
- коэффициент грузовой устойчивости, рассчитанный с учётом воздействия составляющей касательной силы инерции и центробежной силы при торможении или пуске механизма вращения $K_1^{\prime}=2,31$ при нормативном значении, равным 1,5;
- коэффициент грузовой устойчивости без учёта воздействия сил инерции и ветра $K_1^{\prime\prime}=2,52$ при нормативном значении, равном 1,4;
- четвёртый расчётный случай грузовой устойчивости крана рассчитан при его передвижении с грузом при отсутствии совмещения других рабочих движений крана. Коэффициент грузовой устойчивости для этого случая $K_{III}=1,68$ при нормативном значении, равном 1,15;
- проведённый расчёт собственной устойчивости крана показал, что она также соответствует нормам – коэффициент собственной устойчивости $K_2=1,73$ при нормативном значении, равном 1,15.

Для повышения надёжности устойчивости крана при возникновении не предусмотренных ситуаций на кран установлены дополнительные выносные опорные колёса, которые при расчёте устойчивости крана не учитывались.

8 ЭЛЕКТРООБОРУДОВАНИЕ

Питание крана-манипулятора осуществляется от трехфазной, четырехпроводной системы с изолированной нейтралью напряжением 380 В и частотой 50 Гц.

В комплекте с манипулятором КММ10/32 используется дизельная электростанция Р500РЗ.

Питание крана осуществляется от:

- внешнего источника через кабельный барабан при работе в рабочем положении;
- внешнего автономного источника (передвижной АДЭС) через кабельный разъем при передвижении в транспортном положении и при работе на объектах, не имеющих силовой электрической сети.

Основными потребителями электроэнергии являются:

- гидростанций для обеспечения работы механизмов и гидроцилиндров портала;
- гидростанции для обеспечения работы механизмов верхнего поворотного строения;
- система автоматики и управления;
- освещение и отопление;
- выпрямительный блок напряжением 24 В;
- система сигнализации.

На кране приняты следующие значения напряжения:

- силовое питание гидростанций - 380 В , 50 Гц;
- цепи управления силовым электрооборудованием, электромагниты золотников; гидростанций, освещение, обогрев, звуковая сигнализация - 220 В, 50 Гц;
- автотранспортное оборудование - 24 В постоянного тока.

Ввод рабочего питания осуществляется через кабельный барабан, главный рубильник на шкаф главного автомата с установкой счетчиков учета потребления электроэнергии.

С главного автомата питание подается на распределительный шкаф, установленный на портале, и через кольцевой токосъемник на распределительный шкаф, установленный на поворотной платформе верхнего строения.

Для управления вводными автоматами распределительных шкафов, предусматривается установка контакторов.

В рабочем положении крана работают оба вводных автомата, а в транспортном работает один вводный автомат шкафа самоходного портала, блокируя работу главного автомата шкафа верхнего строения.

На кране предусматривается четыре машинных отделения.

На самоходном портале два машинных отделения с установкой гидростанции № 1,2 и электрошкафов.

Шкаф главного рубильника водозащищенного исполнения устанавливается отдельно на портале и имеет внешнюю сигнализацию о включении.

На поворотной платформе верхнего строения – два машинных отделения с установкой гидростанции № 4,5 и электрошкафов.

Помещения машинного отделения разделено на помещение гидростанций и электрощитовую.

Все гидростанции питаются от распределительных шкафов через контакторы для дистанционного отключения при блокировках.

От распределительного шкафа самоходного портала запитываются:

- 1) гидростанции № 1,2;
- 2) щит управления;
- 3) щит автоматики и сигнализации;
- 4) щит освещения и отопления;
- 5) контроллер программируемый, для управления разворотом ходовых колес в зависимости от угла поворота;
- 6) распределительный щит автономного передвижения.

От распределительного шкафа верхнего строения крана запитываются:

- 1) гидростанции № 3,4 и 5
- 2) щит управления;

3) щит управления и сигнализации;

4) щит освещения и отопления.

Для оперативной работы в кабине устанавливаются:

1) пульта управления работой крана;

2) пульт управления передвижением;

3) панель сигнализации.

На кране предусматривается следующая сигнализация:

1) анемометр, который дает сигнал при достижении силы ветра 25 кг/м кв. и отключает работу крана при силе ветра свыше 40 кг/м кв;

2) звонок, срабатывающий при рабочем передвижении крана;

3) красная лампа самой высокой точки стрелы;

4) красная лампа включения главного рубильника на его шкафу.

Схема управления краном предусматривает блокировку отдельных механизмов между собой.

При транспортном положении распределительный шкаф верхнего поворотного строения должен быть отключен.

Контроль цепей управления запитывается от шкафа главного рубильника.

На кране предусматривается автоматика работы механизмов. Установка крана строго вертикально при работе стягивающих гидроцилиндров. Установка крана строго вертикально при работе гидроцилиндров выносных опор (аутригеров).

Установка контейнера в горизонтальное положение гидроцилиндрами подвески захвата до начала подъема контейнера.

Соблюдение минимального железнодорожного габарита портала относительно железнодорожных путей, расположенных в пределах колеи, за счет датчиков давления, установленных на двухбордных катках балансирных балок и разворота передвижения крана.

Разворот ходовых колес крана в транспортном положении задается от программируемого контроллера, в зависимости от угла поворота рычага управления.

Работа стягивающих цилиндров в зависимости от нагрузки на приводные тележки при прохождении неровных участков в транспортном положении крана.

Работа гидроцилиндров холостых тележек в случае падения давления на колеса.

В кабине управления и машинных помещениях предусматривается согласно санитарных норм следующее оборудование:

1) освещение;

2) электроотопительный прибор;

3) вентилятор;

4) розетки для подключения переносного инструмента напряжением не более 36 В.

Для переговоров оператора предусматривается переносная радиостанция. Для монтажа и демонтажа крана при переводе из рабочего в транспортное положение и обратно предусматривается электрический разъем для подключения переносного пульта управления.

9 БЕЗОПАСНОСТЬ ЖИЗНИДЕЯТЕЛЬНОСТИ

9.1 Охрана труда

Разработанный кран выполняется в соответствии с действующими «Правилами устройства и безопасной эксплуатации грузоподъемных кранов» ПБ 10-382-00, Госгортехнадзора России, и должны быть снабжены необходимыми приборами и устройствами безопасности, а также следующими устройствами:

- приборами и устройствами для учета времени работы крана и отдельных механизмов, учета количества циклов и массы переносимых грузов;
- приборами выдачи информации о состоянии (работоспособности) крана и устройствами для подключения к АСУ ТП.

Система управления краном автоматизированная (полуавтоматическая).

Основные рабочие движения должны выполняться в режиме автоматического управления – автоматического цикла, оптимизируемого и задаваемого с помощью счетно-решающего и запоминающего устройства (бортового компьютера), обеспечивая перемещение грузозахватного органа и груза по кратчайшему пути и с наибольшей скоростью, т.е. минимальную продолжительность рабочих циклов.

Процесс нацеливания захвата на груз и постановки груза осуществляется оператором в режиме ручного управления. Строительно-монтажные операции выполняются в режиме ручного управления.

Оператор должен иметь возможность, в случаях необходимости, вносить соответствующие коррективы в управление механизмами в любой необходимый момент времени в процессе работы, с целью изменения места захвата и отдачи груза и других исходных условий, а также переключения на режим ручного управления.

Управление работой крана осуществляется одним оператором из кабины управления, расположенной на поворотной части крана. Управление краном при его перемещении и перевод крана из транспортного в рабочее положение и

наоборот осуществляется из кабины, расположенной на опорно-ходовой конструкции.

Система управления краном должна предусматривать возможность подключения к АСУ ТП с выдачей информации о состоянии крана и других учетных данных.

Электропитание крана – кабельное от сети переменного тока напряжением 380 вольт и от передвижной электростанции.

Токоподвод должен обеспечивать возможность передвижения крана не менее, чем по 50 м в обе стороны от береговой электроколонки без переключения кабелей.

Металлоконструкции крана должны состоять из отдельных секций, соединяемых при монтаже на болтах.

Компоновка механизмов, агрегатов и рабочих площадок крана должна допускать удобный подход для техобслуживания ко всем узлам и деталям, подвергающимся износу, требующим смазки или регулировки в процессе эксплуатации.

Характеристика перегружаемых грузов

– сыпучие, рядовые и сортированные материалы насыпной плотностью от 0,75 до 3,2 т/м³ с преобладанием зернистых фракций и с размерами кусков до 300 мм (уголь, минерально-строительные материалы, руда и др.), лесоматериалы навалом и в накатах, металл и металлоизделия, оборудование и другие штучные грузы отдельными местами, в пакетах и контейнерах, включая крупнотоннажные, строительные детали и конструкции, массой в пределах грузоподъемности крана, и пр.

Обслуживаемые транспортные средства ,самоходные и несамоходные, речные и морские сухогрузные суда, железнодорожные полувагоны и платформы, грузовые автомобили: самосвалы, бортовые автомашины и автопоезда.

Возможные технологические варианты использования кранов – погрузочно-разгрузочные операции, связанные с передачей груза с

одного вида транспорта на другой, на склад и обратно, внутрискладские перегрузочные операции, строительно-монтажные операции.

По условиям воздействия климатических факторов внешней среды краны должны изготавливаться в исполнении «У» (районы с умеренным климатом при колебаниях температуры от +40°С до -35°С, категории размещения I (работы на открытом воздухе) по ГОСТ 15150-69.

По правилам и нормам Госгортехнадзора и требованиям РТМ 212.0064-76. Для обеспечения безопасной работы на кране установлены конечные выключатели для автоматической остановки механизмов а так же редукционные и предохранительные клапана гидроаппаратуры обеспечивающие безопасное перемещение грузов.

На механизм подъема установлен конечный выключатель типа ВУ-25А обеспечивающий остановку стрелы в зависимости от её положения. Для исключения возможности перегрузки и опрокидывания кран оснащен ограничителем грузоподъемности типа ОНК-140 с электронным определением веса груза и записью всех циклов работы крана в течении последних трёх суток.

Для предупреждения перегрева двигателя установлено тепловое реле ТРМ-40. При выходе из строя электрической цепи в работу гидросхемы автоматически включается гидроаккумулятор, который обеспечивает возможность завершения рабочего цикла не зависимо от наличия источника питания.

Для регистрации скорости ветра на кране установлен анемометр М 95, который при превышении предельно допустимой скорости ветра (6 баллов) подает сигнал на автоматические устройства в кабину оператора.

Все механизмы снабжены тормозами нормально-замкнутого типа, автоматически замыкающиеся при отключении привода.

На кране предусмотрено устройство для подачи звуковых сигналов. Кран оборудован осветительными установками. Освещенность в помещении для механизмов не менее 75 лк при люминесцентных лампах и 30ЛК при лампах накаливания. Освещенность лестницы и переходных площадок 15 лк. Возможно использование переносных ламп напряжением 12 В. На портале и кабине

установлены прожектора типа ПЗС-35. На кране предусмотрено аварийное освещение 5 лк. Расположение источников света должно исключать их слепящее действие на людей. Осветительная цепь не должна отключаться выключателями силовой цепи. Питание аварийного освещения включается автоматически при аварийном нарушении питания рабочего освещения.

В соответствии с ГОСТ 12.2.022-80 на механизме телескопирования стрелы и механизме телескопирования гуська установлены направляющие устройства. Движущиеся части крана, к которым возможен доступ обслуживающего персонала ограждены.

В схеме управления краном предусмотрено автоматическое устройство для остановки привода при появлении аварийной ситуации и блокировки, исключая возможность повторного включения привода до ликвидации аварийной ситуации.

На участках крана находящихся вне зоны видимости оператора, установлена двухсторонняя предупредительная предупредительная звуковая сигнализация, включающаяся автоматически перед включением приводов крана.

На проектируемом кране обеспечивается свободный доступ ко всем узлам и механизмам, обеспечено свободное передвижение персонала обслуживающего кран. Размеры проходов позволяют вписать в любом их поперечном сечении вертикальный прямоугольник высотой 1900 мм и шириной 500 мм, 400 мм между механизмами и стойками, 500 мм у постов управления.

Все галереи и площадки на кране имеют ограждение высотой 1м с дополнительной полосой посередине и со сплошным стальным ограждением, шириной 100 мм внизу. Поручни гладкие выполнены из труб диаметром 30 мм. Настил галерей и площадок металлический, выполнен из рифленой стали чтобы исключить скольжение ног.

Ширина лестниц расположенных на машине высотой не более 1,5 м составляет 350 мм. Расстояние между ступенями лестниц 300 мм. Шаг ступеней выдержан по всей высоте лестниц. Ступени вертикальных лестниц стоят от металлоконструкции крана на расстоянии 150 мм.

Лестницы и площадки имеют такое расположение, при котором исключается возможность зажатия находящихся на них людей движущимися частями крана или его кабиной. Наклонные лестницы имеют угол наклона к горизонту 60 градусов и снабжены плоскими ступенями шириной 120 мм из стальных листов с наплавленным рельефом. На вертикальных лестницах при высоте более 5 м, начиная с 3 м, ограждены в виде дуг. Дуги располагаются на расстоянии 800 мм друг от друга и соединены между собой тремя продольными полосами. Радиус дуг 400 мм.

Наружные части крана, которые при своем движении могут быть причиной несчастного случая, имеют предупредительную окраску по ГОСТ 12.4.026 – 76.

Кабину управления оборудуют согласно ГОСТ 12.2.066– 91. Она обеспечивает полный обзор рабочей зоны при всех положениях рабочего органа. Угол раскрытия фонаря кабины 230 градусов; коэффициент остекления 0,9. Фонарь оснащен сплошным безопасным стеклом. Для устранения слепящего действия солнечных лучей верхние рамы оснащены светофильтрами. Нижнее стекло защищено решеткой. Смотровые рамы обеспечивают просмотр рабочего пространства в главных направлениях и снабжены механическими стеклоочистителями.

Двери для входа в кабину и машинное отделение открываются во внутрь кабины. Дверь для входа в кабину снабжена запором с внутренней стороны, а в машинное отделение с наружной стороны. Пол в кабине и машинном отделении покрыт диэлектрическими ковриками. Все токоведущие части закрыты. Для удобства работы и обслуживания аппаратов управления сиденья оператора регулируется по высоте и в горизонтальной плоскости.

Система вентиляции и отопления, в кабине управления должны обеспечивать температуру воздуха в теплое время года не более чем на +3°C превышающую температуру наружного воздуха, а холодное время года не ниже +12°C.

Отопительные приборы, установленные в кабине, имеют кожухи, исключающие возможность соприкосновения персонала с нагретыми и токоведущими частями.

Уровень шума в кабине не должен превышать 65 дБ. Освещенность окружающих оператора органов управления и приборов в кабине должна быть не менее 150 лк при люминесцентных лампах и 75 лк при лампах накаливания.

В кабине на видном месте находится инструкция по безопасной эксплуатации установки.

Правила электробезопасности регламентируются государственными стандартами ССБТ, а также правилами Госгортехнадзора. Изоляция, ограждения, блокировка и изолирующие устройства являются техническими средствами, обеспечивающими безопасность от соприкосновения с токоведущими частями. Заземление электрооборудования на машине выполнено по правилам речного регистра. Проверка сопротивления изоляции проводится перед началом навигации и периодически во время эксплуатации. Лицам, находящимся на установке, необходимо соблюдать правила техники безопасности при эксплуатации электрооборудования.

На кране предусмотрено наличие средств пожаротушения, согласно ГОСТ 12.1.004 – 91. для тушения очагов пожара, в кабине управления и машинном отделении установлены огнетушители типа ОУ-5. в машинном отделении ОХП-10.

При изготовлении подъемно-транспортных машин их снабжают регистрационным номером и указателями грузоподъемности. На кране наносится дата последнего испытания.

Вредные производственные факторы, действующие на оператора сведены в таблицу 9.1

Таблица 9.1 – Вредные производственные факторы оператора ПТМ

Вредные и опасные факторы	Нормативные документы	Значения	Мероприятия
Шум	ГОСТ 12.1.003-83, СН 2.2.412.1.8.562-96 «Шум на рабочих местах, в помещениях жилых и общественных зданиях и на территории жилой застройки».	65дБА	Шумоизоляция кабины и удаление ее от машинного отделения.
Вибрация	ГОСТ 12.1.012-90 «Вибрация, общие требования безопасности» СН 2.2.412.1.8.566-96 «Производственная вибрация, вибрация в помещениях жилых и общественных зданий».	109дБ	В кабине установлено виброгасящее сидение в соответствии с ГОСТ12.1.003-83.
Микроклимат. Период года: Холодный	ГОСТ 12.1.005-88 «Воздух рабочей зоны». Общие санитарно-гигиенические требования.	Температура до +23°С не ниже +12°С. Влажность 75% Скорость движения до 0,2 м/с.	В кабине устанавливается отопительный прибор, а так же имеется кондиционер для кранов, созданный ЦКБ холодильного машиностроения, снабженный вентиляторным оборудованием для циркуляции воздуха.
Теплый		Температура до +28°С. Влажность 60%. Скорость движения до 0,2м/с	

9.2 Охрана окружающей среды

Основное направление, обеспечивающее охрану природы является создание малоотходных и безотходных производств; создания бессточных технологических производств на основе очистки сточных вод.

Концентрации вредных веществ как в воздухе, так и в сточных водах не должны превышать предельно допустимой нормы.

Каждое промышленное предприятие должно иметь отдельные системы водоснабжения по «чистому» и «грязному» циклам. «Чистые» оборотные циклы служат для потребителей, использующих воду на охлаждение оборудования, в процессе которого вода не загрязняется. «Чистый» оборотный цикл работает по схеме:

нагретая вода → охлаждение на градирне → потребитель.

В «грязные» оборотные циклы поступают стоки после уборки помещений и промывки технологического оборудования. Схема очистки «грязного» цикла такова:

емкость → накопитель стоков → коагулирующие смесители → отстойник (очистка от шлама) → фильтры (очистка от масел) → песчаные фильтры → сборный резервуар → потребитель.

Для удаления из вод взвешенных веществ применяют механические методы: отстаивание, фильтрование, осадки и др. Мелкодисперсные и коллоидные примеси удаляют с помощью коагулянтов и флокулянтов. Удаление трудноосаждаемых частиц производят с помощью фильтров с сетчатыми элементами или зернистым слоем. В качестве фильтрующего материала в последних применяют кварцевый песок, дробленый гравий и т. д. Для удаления мелких твердых частиц используют также процесс флотации. Образующие осадки уплотняют, обезвоживают и отправляют на переработку. Обезвоживание проводят с помощью вакуум-фильтров, которые снижают влажность осадка с 86 – 88 до 59 – 58%.

Описанные циклы – это идеальный вариант, по которому должно работать предприятие, позволяющий не только экономить водные ресурсы, но и вести правильную очистку сточных вод оборотного водоснабжения.

При производстве погрузки сыпучих продуктов в окружающую среду попадает высокодисперсная пыль. В качестве очистителя устанавливаются пылеуловители.

9.3 Предупреждение и ликвидация чрезвычайных ситуаций

В технологических процессах всегда есть вероятность существования пожаровзрывоопасной среды.

Важный принцип, позволяющий полностью разрешить проблемы, состоит в исключении возможности образования взрывоопасной среды. Он охватывает такие методы, как предотвращение утечек горючих веществ и его движения в направлениях, не предусмотренных технологическим процессом и т. д.

Однако в ряде случаев нельзя гарантировать образования взрывоопасной среды. Тогда для обеспечения взрывоопасности принимают меры к исключению возможности возникновения источников воспламенения взрывоопасной среды, предотвращения возникновения импульсов, способных инициировать горение, то есть поджечь существующую заведомо взрывоопасную среду. В тех случаях, когда нельзя считать, безусловно, невозможным образование взрывоопасной среды и появление импульса, способного ее поджечь, взрывоопасность технологических процессов обеспечивается использованием такого оборудования, при котором очаг горения в случае его воспламенения будет локализован в пределах агрегатов, способных выдержать последствия сгорания внутри них.

Существует много способов и приемов обеспечения пожаровзрывобезопасности технологических процессов и оборудования, однако все они сводятся к реализации какого-то одного или нескольких принципов взрывобезопасности. Важнейшим элементом профилактической работы по планам ликвидации аварии является обучение персонала. Формы обучения

специфичны ввиду специальных занятий и аварийных тревог. Порядок их проведения и график (очередности) утверждает главный инженер.

Цеховые планы в ликвидации аварии и мероприятий по защите производственного персонала предприятия и гражданского населения, прилегающих районов, со всеми приложениями должны находиться у главного инженера, диспетчера предприятия, начальника пожарной части, начальника газоспасательной службы и начальника цеха.

При возникновении чрезвычайных ситуаций на объекте, персонал, специализированный на тушении пожара и ликвидации аварий, должен быть готовым к быстрым и эффективным действиям по пересечению распространения пожара или аварии, их ликвидации и к оказанию помощи людям, оказавшимся в зоне аварий. Персонал должен действовать в соответствии с типовым или индивидуальным планом ликвидации аварии.

10 РАСЧЁТ ТЕХНИКО-ЭКОНОМИЧЕСКИХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ

Полученные в проекте значения технико-эксплуатационных показателей позволяют обеспечивать высокую техническую и эксплуатационную производительность. При перегрузке навалочных грузов она будет составлять 330 т/час, а на перегрузке крупнотоннажных контейнеров – 30 ед./час.

Сравнительные технические характеристики предлагаемого крана-манипулятора КММ 10/16 и портального крана «Абус 10-32-10.5» представлены в таблице 10.1.

Таблица 10.1 – Технические характеристики кранов

Наименование показателя	«Абус 10-32-10.5»	КММ 10/16
1.Грузоподъёмность, т	10	10/16
2.Вылет стрелы, м	32	32
3.Высота подъёма грейфера над головкой подкранового рельса, м	20	22
4.Глубина опускания грейфера ниже головкой подкранового рельса, м	10	15,8
5.Размер колеи портала, м	10,5	10,5
6.Скорость подъёма, м/с	1,08	1,5
7.Скорость изменения вылета, м/с	1,6	1,5
8.Скорость вращения, об/мин	1,88	1,9
9.Скорость передвижения, м/с	1,8	0,5
10.Общая масса крана, т	185,9	171,9

Предварительный экономический эффект нового крана-манипулятора может быть рассчитан по формуле:

$$\mathcal{E} = C_1 \alpha - C_2, \quad (1)$$

где C_1 и C_2 – стоимость крана соответственно базового и нового; α – коэффициент роста объёмов работ, выполняемых новым краном в сравнении с базовым.

$$\alpha = \frac{P_{T2}}{P_{T1}} \cdot \frac{K_{ИП2}}{K_{ИП1}} \cdot \frac{K_{ИВ2}}{K_{ИВ1}}, \quad (2)$$

где Π_{T1} и Π_{T2} – техническая производительность базового и нового крана на соответственных вариантах работ; $K_{ИП1}$ и $K_{ИП2}$ – коэффициенты использования технической производительности соответственно базового и нового крана; $K_{ИВ1}$ и $K_{ИВ2}$ – коэффициенты использования по времени соответственно базового и нового крана.

Расчёт технической производительности нового крана-манипулятора в сравнении с базовым порталным краном «Абус 10-32-10.5» на перегрузке навалочных грузов.

Производительность крана-манипулятора равна:

$$\Pi_{T2} = \frac{3600 \cdot q_{п}}{T_{ц}^{KP}}, \quad (3)$$

где $q_{п}$ – масса перемещаемого груза, т; $T_{ц}^{KP}$ – продолжительность цикла крана, с;

$$T_{ц}^{KP} = (t_3 + t_{под} + t_{пов}) \cdot 2, \quad (4)$$

где t_3 – время закрытия грейфера, с; $t_{под}$ – время подъёма груза, с; $t_{пов}$ – время поворота крана с грузом, с., $t_{пов} = 16$ с.

$$t_3 = \frac{l_s}{V} + 0,5 \cdot t_p = \frac{2}{0,3} + 3 = 9,7 \text{ с},$$

где l_s – длина штока, м; V – скорость выдвижения штока гидроцилиндра, м/с; t_p – время на разгон (торможение) механизма.

$$t_{под(оп)} = \frac{H_{п(о)}}{V_{п(о)}} + 2 \dots 3 = \frac{12}{1,5} + 3 = 11 \text{ с},$$

где $H_{п(о)}$ – высота подъёма (опускания) груза, м; $V_{п(о)}$ – скорость подъёма (опускания) груза, м/с; $2 \dots 3$ – время на разгон (торможение) механизма подъёма (опускания) стрелы, с.

$$T_{ц}^{KP} = (9,7 + 11 + 16) \cdot 2 = 74 \text{ с}.$$

$$\Pi_{T2} = \frac{3600 \cdot 10}{74} = 486 \text{ т/ч}.$$

Производительность крана «Абус 10-32-10.5» равна:

$$\Pi_{T1} = \frac{3600 \cdot q_{п}}{T_{ц}^{KP}},$$

где q_{II} – масса перемещаемого груза, т.; T_{II}^{KP} – продолжительность цикла крана, с.;

$$T_{II}^{KP} = (t_z + t_{под} + t_{пов}) \cdot 2,$$

где t_z – время закрытия грейфера с; $t_{под}$ – время подъема груза, с; $t_{пов}$ – время поворота крана с грузом, с, $t_{пов} = 20$ с.

$$t_z = \frac{l_z}{V} + 0,5 \cdot t_p = \frac{2}{0,3} + 3 = 9,7 \text{ с},$$

где l_z – длина замыкающего каната, м; V – скорость подъема грейфера, м/с; t_p – время на разгон (торможение) механизма.

$$t_{под(оп)} = \frac{H_{н(о)}}{V_{н(о)}} + 2 \dots 3 = \frac{12}{1,08} + 3 = 14,1 \text{ с},$$

где $H_{н(о)}$ – высота подъема (опускания) груза, м; $V_{н(о)}$ – скорость подъема (опускания) груза, м/с; $2 \dots 3$ – время на разгон (торможение) механизма подъема (опускания) стрелы, с.

$$T_{II}^{KP} = (9,7 + 14,1 + 16) \cdot 2 = 80 \text{ с}.$$

$$P_{T1} = \frac{3600 \cdot 10}{80} = 450 \text{ т/ч}.$$

Соотношение технической производительности нового крана-манипулятора в сравнении с базовым порталным краном Абус 10-32-10.5 составит:

$$\frac{P_{T2}}{P_{T1}} = \frac{480}{450} = 1,07$$

Коэффициент использования по времени крана равен:

Для крана «Абус 10-32-10.5»:

$$K_{ИВЛ} = P_{T1} \cdot t_{CM} \cdot t_{II}, \quad (5)$$

где t_{CM} – продолжительность смены с вычетом времени на перерывы, обслуживание рабочего места, перерывы обусловленные технологией и организацией производства, отдых и личные надобности, $t_{CM} = 6,15$ ч; t_{II} – продолжительность навигации, $t_{II} \approx 200$ сут

Отсюда:

$$K_{ИВЛ} = P_{T1} \cdot t_{CM} \cdot t_{II} = 450 \cdot 6,15 \cdot 200 = 553500 \text{ т} \cdot \text{нав}.$$

Для крана «КММ 10/32»:

$$K_{ИВ2} = P_{T2} \cdot t_{CM} \cdot t_H = 480 \cdot 6,15 \cdot 200 = 590400 \text{ т} \cdot \text{нав.}$$

Следовательно, соотношение коэффициентов использования по времени соответственно базового и нового крана равно:

$$\frac{K_{ИВ2}}{K_{ИВ1}} = \frac{590400}{553500} = 1,07.$$

Использование в кране принципа «манипулятора» без гибкой тросовой подвески большой длины, как у порталных кранов, и наличие поворотной управляемой головки для позиционирования грузозахватных органов и груза позволяют ожидать увеличение коэффициента использования технической производительности нового крана-манипулятора в сравнении с базовым порталным краном не менее, чем на 5%, то есть

$$K_{ИП2}/K_{ИП1} = 1,05$$

Следовательно,

$$\alpha = \frac{P_{T2}}{P_{T1}} \cdot \frac{K_{ИП2}}{K_{ИП1}} \cdot \frac{K_{ИВ2}}{K_{ИВ1}} = 1,07 \cdot 1,05 \cdot 1,07 = 1,20$$

Расчёт стоимости крана

Расчёт строительной стоимости порталного крана КММ 10/32 методом укрупнённых нормативов

Строительная стоимость перегрузочных машин определяется по формуле:

$$K_c = \sum P_i \cdot n_i, \text{ руб.} \quad (6)$$

где $\sum P_i$ – масса отдельных узлов, механизмов и оборудования перегрузочной машины, кг; n_i – укрупнённый норматив стоимости 1 кг узлов, механизмов и оборудования, руб /кг, $i = 1,2$; m – число групп разбивки перегрузочной машина на отдельные узлы, механизмы и оборудование.

Установление массы отдельных узлов, механизмов и оборудования перегрузочной машины производится студентами ориентировочно на основе аналогов типовых серийных машин, технической документации, паспортных данных, справочных материалов и другой технической, технологической и

экономической документации проектных институтов, производственных организации, а также по указанию преподавателя-консультанта.

При этом необходимо соблюдать условие, что суммарная масса всех узлов, механизмов и оборудования должна быть равна общей массе перегрузочной машины.

$$P_m = P_i = P_1 + P_2 + P_3 + P_4 + \dots + P_n, \text{ кг.}$$

Таблица 10.2 – Расчёт строительной стоимости портального крана КММ 10/32 методом укрупненных нормативов (по укрупнённым группам разбивки).

Укрупнённые группы разбивки перегрузочной машины	Масса перегрузочной машины		Укрупненные нормативы стоимости n_i , руб/ кг	Строительная стоимость K_c , руб $K_c = P_i \cdot n_i$
	Масса в % от массы крана	Масса в тоннах P_i , тонн		
1.				
Металлоконструкция	55	94,6	36,5	3452900
– простая	17	29,3	78,5	2300050
– сложная				
2. Механизмы	22	38	268,3	10195400
3.				
Электрооборудование	6	6	367,5	3711750
Итого				19660100

Таблица 10.3 – Расчёт строительной стоимости порталного крана КММ 10/32 по сборочным единицам масс методом укрупнённых нормативов (по укрупнённым сборочным единицам)

Сборочная единица	Распределение в % от массы крана		Укрупнённые нормативы стоимости	Стоимость изготовления сборочной единицы, руб
1. Портал	18,9	32,5	28	910000
2. Платформа	13,1	22,5	28	630000
3. Каркас	6,5	11,18	52	581360
4. Стрела	6,4	11,9	28	333200
5. Хобот	2,8	4,81	28	134680
6. Противовес	15,1	25,9	28	725200
7. Гидроцилиндры подъёма	6,6	11,32	210	2377200
8. Механизм поворота	2,3	3,95	210	829500
9. Механизм изм. вылета	3,7	6,36	210	1335600
10. Механизм передвижения	7,6	12,38	188	2327440
11. Опорно-поворотное устройство	1,3	2,23	100	223000
12. Кабина управления	0,9	1,54	52	80080
13. Кабина машинная	6,8	11,69	52	607880
14. Лестницы, площадки	2,9	4,98	28	139440
15. Установка электрооборудования	4,5	7,74	290	2444600
16. Токопровод кабельным барабаном	0,6	1,03	100	103000
$\Sigma = 100\%$		172		13582180

Расчёт строительной стоимости порталного крана КММ 10/32 методом постатейных расходов (калькуляционный метод).

Данный метод позволяет более точно и экономически правильно рассчитать строительную стоимость вновь проектируемых и реконструируемых перегрузочных машин и определить затраты на модернизацию эксплуатируемых

и отслуживших, установленный нормативом срок эксплуатации подъемно-транспортных машин.

Исходными данными расчета строительной стоимости и затрат на модернизацию являются:

- весовая нагрузка отдельных сборочных единиц, узлов, механизмов и устройств перегрузочной машины. Для машин аналогов весовая нагрузка принимается по материалам проектной документации разработчиков или предприятий-изготовителей. Для проектируемых машин и механизмов весовая нагрузка устанавливается на стадии разработки технической части дипломного проекта:

- цены на комплектующее оборудование и покупные изделия;
- измерители стоимости 1 тонны чистого веса;
- измерители трудоемкости (выработка в кг за один нормо-час);
- измеритель стоимости 1 нормо-час (чел-ч) (среднеотраслевые часовые тарифные ставки производственных рабочих);
- нормативы транспортно-заготовительных расходов (в % к стоимости материалов, полуфабрикатов, покупных изделий и оборудования);
- нормативы косвенных (цеховых, общезаводских), неучтенных, специальных и внепроизводственных расходов;
- норматив плановых накоплений.

Таблица 10.4 – Ведомость контрагентских поставок

Наименование	Характеристика, тип, мощность	Кол-во, шт.	Цена за 1 ед. руб.	Сумма руб.	Источник
1 Электродвигатели	МТН 711-10, 75 кВт	2	55000	110000	ОАО "Нижегородский теплоход"
	МТН 712-10, 100 кВт	2	74000	148000	
2 Механизм передвижения: 2.1 Колёса (VF-166AM)	D=1600 мм	24	48800	1171200	ОАО «Белшина» «Промстройк

Продолжение таблицы 10.4

Наименование	Характеристика, тип, мощность	Кол-во, шт.	Цена за 1 ед. руб.	Сумма руб.	Источник
2.2 Балансирные ходовые тележки	D=1000 мм	6	4735	28410	Комплект ОАО «Белшина»
2.3 Резино-металлические колёса.		4	3856	15424	
3. Гидравлическое оборудование.					
3.1 Гидроцилиндры: подъёма стрелы телескопирования	320x200x3230	2	55065	110130	
стрелы	180x110x5500	1	45165	45165	
подъёма гуська телескопирования	320x200x3400	2	52590	105180	
гуська	180x110x5000	1	48320	48320	
выдвижения кабины	80x63x2000	1	30350	30350	
выдвижения противовеса механизма	125x80x3500	2	24900	49800	
выравнивания фиксаторов	130x70x1000	4	12000	48000	
поворота	120x60x300	2	6500	13000	
выносных опор	130x70x350	4	12350	49400	
стягивающие домкратов	400x150x1350	4	44620	178480	
вертикального подъёма	300x160x600	1	121850	121850	
3.2 Гидродвигатели: механизма					
поворота	N=74,8 кВт	2	36850	73700	
механизма ротации	N=5,6 кВт	1	21390	21390	
раздвижки					
подвески	N=3,2 кВт	2	14200	28400	
механизма передвижения	N=74,8 кВт	8	36850	294800	

Окончание таблицы 10.4

Наименование	Характеристика, тип, мощность	Кол-во, шт.	Цена за 1 ед. руб.	Сумма руб.	Источник
3.3 Насосы: не регулируемые регулируемые одностороннего действия	Q=130 л/мин.	4	12035	48140	ОАО «Промстройкомплект»
	Q=300 л/мин	3	32780	98340	
	регулируемые двустороннего действия	Q=520 л/мин	1	62500	
3.4 Гидроаккумулятор	V=150 л	1	34500	34500	
3.5 Блоки управления гидрооборудованием (вентили, гидрозамки, гидрораспределители, дроссели, гидроклапаны)		12	17814	913768	
3.6 Трубки на выдвижные опоры		116	125	14500	
			3862747		

Таблица 10.5 – Расчёт стоимости сырья, материалов и трудоёмкости изготовления портального крана КММ 10/32

Наименование расчётной единицы	Материалы и сырьё			Выработка I_i , кг/ч	Трудоёмкость, T_i , нормо-час
	Чистый вес q , тонн	Измеритель 1 тонны чистого веса тыс.руб.	Сумма $C_{с.м.}$, тыс.руб.		
Раздел А <u>Понтон</u> Нет					

Окончание таблицы 10.5

Наименование расчётной единицы	Материалы и сырьё			Выработка l_i , кг/ч	Трудоёмкость, T_i , нормо-час
	Чистый вес q , тонн	Измеритель 1 тонны чистого веса тыс.руб.	Сумма $C_{с.м.}$ тыс.руб.		
Раздел Б <u>Металлоконструкция</u>					
Портал	37,8	6,6	249,48	10	3
Стрела	12,8	4,5	57,6	10	780
Кабина	1,8	4,2	10,37	6	1280
Корпус машинного отделения	13,6	4,6	62,56	8,5	300
Итого по металлоконструкции:			380,01		6960
Раздел В <u>Механизмы</u>					
Механизм подъёма	13,2	50,25	663,3	4	3300
Механизм поворота	4,6	49,95	229,77	4,5	1022
Механизм изменения вылета	7,4	48,8	361,12	5	1480
Механизм передвижения	15,2	53,1	807,12	4,8	3167
Итого по механизмам:			2061,31		8978
Раздел Г <u>Система и оборудование</u>					
Нет					
Раздел Д <u>Электрооборудование</u>	1,2	69	82,8	3,3	363
Итого по разделам А-Д:			2524,12		16301
Раздел Е Прочие работы. Подготовительные, вспомогательные и сдаточные работы (в % к сумме разделов А,Б,В,Г,Д)			44,5		
Всего: с учётом $k=1,15$			2953,91		16301

Таблица 10.6 – Калькуляция отпускной стоимости изготовления портального крана КММ 10/32

Наименование статей затрат	Обозначение, формула	Значение, тыс. рублей
1. Затраты на комплектующие покупные изделия	$\sum C_{к.п.} = \sum Ц_{к.п.} \cdot n_{к.п.}$	3862,75
2. Затраты на сырьё, полуфабрикаты и материалы	$\sum C_{с.м.} = \sum qi \cdot n_i$	29539,1
3. Транспортно-заготовительные расходы	$\sum C_{т.з.} = 0,2(\sum C_{к.п.} + \sum C_{с.м.})$	6680,37
4. Суммарные материальные затраты	$M_з = \sum C_{т.з.} + \sum C_{к.п.} + \sum C_{с.м.}$	40082,22
5. Основная заработная плата производственных рабочих	$\mathcal{E}_{осн} = \sum T_i \cdot C_{тариф}$ ($C_{тариф} = 124,82 \text{руб./норм}\cdot\text{час}$)	2034,69
6. Дополнительная зарплата	$\mathcal{E}_{доп} = \mathcal{E}_{осн} \cdot K_{доп}$ ($K_{доп} = 0,35$)	712,14
7. Общая зарплата производственных рабочих	$\mathcal{E}_{з.пл.} = \mathcal{E}_{осн} + \mathcal{E}_{доп}$	2746,83
8. Отчисления на соц. нужды	$\mathcal{E}_{соц.нуж.} = 0,30 \cdot \mathcal{E}_{з.пл.}$	824,05
9. Общепроизводственные расходы	$\mathcal{E}_{об.пр.} = 0,8 \cdot \mathcal{E}_{осн}$	1627,75
10. Общехозяйственные расходы по предприятию изготовителю	$\mathcal{E}_{об.хоз.} = 2,5 \cdot \mathcal{E}_{осн}$	5086,73
11. Налоги, относимые на себестоимость продукции	$H = 0,1(M_з + \mathcal{E}_{осн} + \mathcal{E}_{доп})$	4282,91
12. Заводская себестоимость продукции	$S_{зав}$	19660,1
13. Прочие производственные расходы	$\mathcal{E}_{пр.рас.} = 0,01 \cdot S_{зав}$	196,60
14. Полная себестоимость изготовления крана	$S_{пол} = S_{зав} + \mathcal{E}_{пр.рас.}$	19856,7
15. Накопления	$\Pi = 0,25 \cdot S_{пол}$	4964,18
16. Оптовая цена	$\mathcal{C}_{опт} = S_{пол} + \Pi$	24820,88
17. Налог на добавленную стоимость	НДС(20%)	4964,18
18. Отпускная цена	$\mathcal{C}_{отп.} = \mathcal{C}_{опт.} + \text{НДС}$	29785,06

Итого полная цена крана КММ 10/32 составляет 29 785 060 рублей

Цена базового крана «Абус 10-32-10.5» составляет \$450000, то есть 29 700 000 рублей на 20.05.2016

Тогда предварительный экономический эффект нового крана-манипулятора равен:

$$\mathcal{E} = C_1 \cdot \alpha - C_2 = 29700000 \cdot 1,2 \cdot 1,12 - 29785060 \cdot 1,12 = 5854940 \text{ рублей.}$$

Таблица 10.7–Сводная таблица

Наименование показателя	Ед.изм.	Аналог	Расчётный
1. Название крана		«Абус 10-32-10.5»	КММ 10/16-32/25-10,5
2. Грузоподъёмность	т	10	10/16
3. Вылет стрелы	м	32	32
4. Размер колеи портала	м	10,5	10,5
5. Строительная стоимость крана	рублей	29 700 000	29 785 060
6. Производительность крана	т/ч	450	480
7. Коэффициент использования крана по времени		1,2	1,2
8. Общая масса крана	т	185,9	172
9. Экономическая эффективность	рублей	$\mathcal{E} = C_1 \cdot \alpha - C_2 = 5854940$	

11 ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Выполненный эскизный проект мобильного крана-манипулятора КММ - 10/32 подтвердил техническую возможность и экономическую целесообразность создания такого крана.

Принятые принципиальные технические решения по крану соответствуют мировым тенденциям развития подъемно-транспортной техники.

В дипломном проекте с необходимой подробностью определены конструктивные решения, весовые и энергетические показатели по всем основным узлам и по крану в целом. Установлена возможность использования отечественной стали и других материалов, подобрана дизельная электростанция отечественного производства, также комплектация крана-манипулятора электрооборудованием.

Полученная технико-эксплуатационная характеристика крана-манипулятора по большинству основных показателей подтверждает его преимущество перед отечественными аналогами, применяемыми на перегрузочных работах в портах.

Наиболее существенными достоинствами разработанного мобильного крана-манипулятора, которые определяют эффективность его применения в сравнении с порталными кранами являются: мобильность и универсальность, использование принципа "манипулятора" без грузовых канатов и лебедок, наличие управляемой поворотной головки для позиционирования захватов и груза, более высокие скоростные характеристики.

Применение новых мобильных кранов-манипуляторов позволит :

- повысить интенсивность перегрузочных работ, ускорить обработку транспортных средств (судов, вагонов, авто);
- использование крана в меж навигационный период принесет значительную выгоду и существенно повысит экономический эффект
- повысить производительность труда обслуживающего персонала ;
- повысить уровень автоматизации управления, улучшить условия и культуру труда при эксплуатации и ремонте кранов, уменьшить затраты времени

и средств на выполнение ремонтных работ, повысить интенсивность и эффективность использования перегрузочных средств и их фондоотдачу, сократить парк перегрузочных средств, сэкономить капиталовложения на техническое перевооружение и развитие портов и других предприятий.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Александров, М. П. Подъёмно-транспортные машины. / М.П Александров. – М., Выс. шк, 1986.– 558 с.
2. Гохберг, М.М. Справочник по кранам. / М.М. Гохберг. – Л., Машиностроение, 1985.– Т.1 – 336 с., Т.2 – 559 с.
3. Мягков, В. Д. Краткий справочник конструктора. / В.Д. Мягков. – Л., Машиностроение, 1985.– 816 с.
4. Скороходов, Е. А. Общетехнический справочник. / Е.А. Скороходов. – М., Машиностроение, 1982.– 415 с.
5. Спиваковский, А. О. Транспортирующие машины./ В.К. Дьячков, А.О. Спиваковский. – М., Машиностроение, 1983.– 487 с.
6. Кузьмин, А. В. Справочник по расчётам механизмов подъёмно-транспортных машин./ А.В. Кузьмин, Ф.Л. Марон.– М., Высш. шк, 1983.– 350 с.
7. Шерле, З. П. Справочник механизатора речного порта./ З.П.Шерле, Г.Г. Каракулин. – М., Транспорт, 1980.– 391 с.
8. Гаранин, Н. П. Грузоподъёмные машины на речном транспорте./ Н.П. Гаранин, В.И. Брауде ,П.П. Артемьев. – М., Транспорт, 1991.– 319 с.
9. Казак, С. А. Курсовое проектирование грузоподъёмных машин./ С.А.Казак, В.Е. Дусье ,С.М. Кузнецов – М., Высш. шк., 1989.– 319 с.
10. ЗАО «МОПЕКО». Эскизный проект – Кран-манипулятор мобильный универсальный. М., 1997.– 120 с.
11. Правила устройства и безопасной эксплуатации грузоподъёмных кранов. СПб., Деан, 2005.– 272 с.